

## 自動車用変速機歯車箱の低振動設計に関する研究

|        |   |
|--------|---|
| 著者     | 森川 邦彦   |
| 学位授与機関 | Tohoku University   |
| URL    | <a href="http://hdl.handle.net/10097/55206">http://hdl.handle.net/10097/55206</a> |



自動車用変速機歯車箱の  
低振動設計に関する研究

森川 邦彦



①

## 目次

### 第1章

## 自動車用変速機歯車箱の

## 低振動設計に関する研究

### 第2章 自動車用変速機の振動騒音現象と

#### 歯車箱の振動特性

|                     |    |
|---------------------|----|
| 2.1 概要              | 15 |
| 2.2 ギヤノイズの発生メカニズム   | 16 |
| 2.3 ギヤノイズと歯車箱の振動の特徴 | 24 |
| 2.4 結論              | 26 |

### 第3章 歯車箱の基本形状とその振動特性

|                     |    |
|---------------------|----|
| 3.1 概要              | 29 |
| 3.2 ケース基本形状         | 30 |
| 3.3 ハブモリング          | 31 |
| 3.4 FEM計算の解法        | 33 |
| 3.4.1 適用要素と解析精度     | 33 |
| 3.4.2 FEM計算における留意点  | 35 |
| 3.5 断面形状の振動特性に及ぼす影響 |    |

森川 邦彦



## 目 次

### 第 1 章 緒 論

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| 1. 1 研究の背景.....                 | 1  |
| 1. 2 研究の位置づけ.....               | 6  |
| 1. 2. 1 歯車の振動に関する研究.....        | 6  |
| 1. 2. 2 歯車箱の低振動・低騒音化に関する研究..... | 8  |
| 1. 2. 3 パワープラントの低振動化に関する研究..... | 10 |
| 1. 2. 4 本研究のねらい.....            | 11 |
| 1. 3 研究の目的.....                 | 12 |

### 第 2 章 自動車用変速機の振動騒音現象と

#### 歯車箱の振動特性

|                           |    |
|---------------------------|----|
| 2. 1 緒言.....              | 15 |
| 2. 2 ギヤノイズの発生メカニズム.....   | 16 |
| 2. 3 ギヤノイズと歯車箱の振動の特徴..... | 24 |
| 3. 4 結言.....              | 28 |

### 第 3 章 歯車箱の基本形状とその振動特性

|                            |    |
|----------------------------|----|
| 3. 1 緒言.....               | 29 |
| 3. 2 ケース基本形状.....          | 30 |
| 3. 3 ハンマリングによる加振応答実験.....  | 31 |
| 3. 4 FEM 計算の解析精度.....      | 33 |
| 3. 4. 1 適用要素と解析精度.....     | 33 |
| 3. 4. 2 FEM 計算における留意点..... | 35 |
| 3. 5 断面形状の振動特性に及ぼす影響       |    |



|                            |    |
|----------------------------|----|
| 3.5.1 断面形状による固有振動数の特徴..... | 36 |
| 3.5.2 断面形状と面剛性.....        | 39 |
| 3.6 結言.....                | 40 |

## 第4章 リブ補強法とその効果予測

|                                |    |
|--------------------------------|----|
| 4.1 緒言.....                    | 42 |
| 4.2 周辺自由の平板に対するリブ補強.....       | 43 |
| 4.2.1 リブ補強の固有振動数改善効果.....      | 43 |
| 4.2.2 FEM 計算の解析精度.....         | 44 |
| 4.2.3 リブ補強の効果予測.....           | 47 |
| 4.3 周辺固定平板に対するリブ補強             |    |
| 4.3.1 周辺固定平板の振動.....           | 49 |
| 4.3.2 平板振動の不静定はり問題へのモデル化.....  | 50 |
| 4.3.3 周辺固定平板に対するリブ補強の効果予測..... | 56 |
| 4.4 筒状ケースに対するリブ補強.....         | 59 |
| 4.5 結言.....                    | 61 |

## 第5章 パワープラントの振動特性とそのモデル化

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| 5.1 緒言.....                     | 70 |
| 5.2 パワープラントの振動特性の1自由度モデルによる評価.. | 71 |
| 5.2.1 FF パワープラントの上下曲げ振動.....    | 73 |
| 5.2.2 FF パワープラントのねじり振動.....     | 76 |
| 5.2.3 FR パワープラントの上下曲げ振動.....    | 77 |
| 5.3 結言.....                     | 78 |



## 第6章 パワープラントの振動特性の評価

### と低振動設計

|                                 |     |
|---------------------------------|-----|
| 6.1 緒言.....                     | 81  |
| 6.2 パワープラント剛性の評価.....           | 81  |
| 6.3 基本構造とその振動特性                 |     |
| 6.3.1 FF系変速機の基本構造とその振動特性.....   | 83  |
| 6.3.1.1 ファイナルギヤケース部オフセットの影響.... | 83  |
| 6.3.1.2 ハウジング側面コーン形状化の効果.....   | 88  |
| 6.3.2 FR系変速機の基本構造とその振動特性.....   | 90  |
| 6.4 結言.....                     | 95  |
| 第7章 結 論.....                    | 97  |
| 付録.....                         | 99  |
| 参考文献.....                       | 103 |
| 関連する研究成果.....                   | 107 |
| 公表目録.....                       | 108 |
| 謝 辞.....                        | 109 |



## 本論文に使用する主な記号

### 第3章

|             |                         |
|-------------|-------------------------|
| $A$         | : 断面積                   |
| $f_n$       | : 固有振動数                 |
| $k$         | : ケース面剛性                |
| $m$         | : ケース質量                 |
| $k_{rect.}$ | : Rectangular 断面ケースの面剛性 |
| $m_{rect.}$ | : Rectangular 断面ケースの質量  |

### 第4章

|              |   |
|--------------|---|
| $B$          | : リブ幅   |
| $H$          | : リブ高さ  |
| $\lambda_1$  | : はりの自由振動の特性方程式の根<br>両端自由の条件で $\lambda_1 = 4.730$ |
| $E$          | : ヤング率  |
| $I$          | : 断面2次モーメント                                       |
| $\ell$       | : はりの長さ   |
| $\rho$       | : 密度  |
| $\hat{k}$    | : 基準に対する剛性変化率                                     |
| $\hat{m}$    | : 基準に対する質量変化率                                     |
| $w(x, y, t)$ | : 板の $z$ 方向変位                                     |
| $D$          | : 板の曲げ剛性  |
| $h$          | : 板厚  |
| $P$          | : 集中荷重  |
| $a$          | : 板の短辺長さ  |



$k$  : 平板の等価剛性

$m$  : 平板の質量

$k_1, k_2$  : はりの剛性

$I_1, I_2$  : はりの断面 2 次モーメント

$\ell_1, \ell_2$  : はりの長さ

添字 1=短辺方向 , 2=長辺方向

$k_0$  : 基準とした正方形板の剛性

$m_0$  : 基準とした正方形板の質量

$\ell_0$  : 基準とした正方形板の長さ

$f_{n0}$  : 基準とした正方形板の(1,1)モードの固有振動数

$k_R$  : リブの剛性

$I_R$  : リブの断面 2 次モーメント

$U$  : 曲がりはりの歪エネルギー

$M$  : 曲がりはりの任意の点における曲げモーメント

$\delta$  : 曲がりはりの荷重点の移動量

## 第 5 章

$k_e$  : パワープラントの等価剛性

$m$  : パワープラントの等価重量

$m_1$  : エンジン重量

$m_2$  : 変速機重量

$g$  : 重力加速度



## 第1章 緒論

### 1.1 研究の背景

今日、地球規模での環境問題、資源問題がさらに厳しく取りざたされている中、ユーザーの性能、品質に対する要求も一段と高まり、運転の快適性や動力、燃費性能向上を目的とした自動車の静粛性や軽量コンパクト化への要求がますます厳しくなっている。

一般に自動車の動力源としては内燃機関が用いられているが、その出力は電動機のように回転によらずほぼ一定というわけではなく、回転に依存して増加する特性をもつため、そのままでは自動車の必要な駆動力を得ることはできない。そこで、走行条件に合わせて動力源であるエンジンの出力回転数を減速あるいは増速する必要があり、そのために変速機が用いられている。したがって、上述の自動車の静粛性や軽量コンパクト化への要求に対しては変速機の設計においても、静粛性の要求を満足させつつ、小型、軽量でしかも高強度という両立させにくい課題をより高次元で達成することが求められている。変速機には平行軸式歯車列の手動変速機やトルクコンバータと遊星歯車列を組み合わせた自動変速機があり、さらに最近では金属ベルトとプーリーを用いた無段変速機も実用化されている。いずれの変速機もエンジンと一体に結合されて車両にエンジンマウントを介して搭載されている。

変速機の係わる主な振動騒音現象としては、表 1.1 に示すようなものがある。手動変速機では動力伝達変速用歯車の定常的な噛みあいによるギヤノイズやアイドル時のエンジンの回転変動による浮遊歯車の歯打音（ガラ音）がある。近年採用が拡大してきている自動変速機においても動力伝達用歯車からのギヤノイズは車両の商品性に対して大きなウェイトを占め、その他にオイルポンプノイズやロックアップクラッチのスティックスリップ現象であるシャダーなどがある。無段変速機においても動力伝達のために歯車が用いられておりギヤノイズの占めるウェイトはやはり大きく、さらにベルトの弦振動やベルトを形成する数百枚のエレメントとプーリーの衝突によるベルトノイズが新たな問題として加わる。

一方、変速機とエンジンを合わせたパワープラントとして見てみると、車両加速時にエンジンの燃焼入力およびピストン-コネクティングロッド系の往復慣性力により



生じたパワープラント振動がエンジンマウントを介して車体に伝播し、ゴロゴロ間を伴った不快音(ランブリングノイズ)や高速こもり音となり、運転者の加速フィーリングに影響を与えるため、車両の高回転・高出力性能を損ねてしまう要因になる。また、FF車の場合その構造から最終減速機のギヤノイズもパワープラントの振動特性に左右される。さらに、パワープラント共振は部品耐久性の面からも重要な問題となる。

表 1.1 変速機の係わる振動騒音現象

|                           |                 | 現象                                      | 発生要因   |
|---------------------------|-----------------|---|--|
| 変速機                       | 手動変速機           | ギヤノイズ<br>歯打音(ガラ音)                       | ギヤのかみあい<br>エンジン回転変動による歯打ち                          |
|                           | 自動変速機           | ギヤノイズ<br>遊星ギヤノイズ<br>オイルポンプノイズ<br>シャダー   | ギヤのかみあい<br>遊星ギヤのかみあい<br>脈動, キャビテーション<br>スティックスリップ  |
|                           | ベルトタイプ<br>無段変速機 | ギヤノイズ<br>オイルポンプノイズ<br>ベルトノイズ            | ギヤのかみあい<br>脈動, キャビテーション<br>ベルト弦振動<br>エレメントとプーリーの衝突 |
| パワープラント<br>(エンジン+<br>変速機) |                 | 加速時騒音<br>(ランブリングノイズ)<br>高速こもり音<br>ギヤノイズ | エンジン爆発圧力, 往復慣性力<br>によるパワープラント共振<br>(上下曲げ, ねじり共振)   |

本研究では、いずれの変速機にも共通し、かつ車両の静粛性に大きなウエイトを占めるギヤノイズを主として取り扱う。

図 1.1 は、FF 車用トランスアクスルを例にギヤノイズの発生伝達経路を模式的に示したものである。歯車のかみあい部のかみあい伝達誤差が起振源となり、その起振力が、軸・軸受を介してケースに伝達される。また、この起振力のかみあい周波数が、ケースや歯車軸列の共振周波数に近付くとケースの振動が増幅され、車両の暗騒音との関連でギヤノイズとして聴覚されるようになる。しかもギヤノイズは比較的純音に近く他の音とはっきり区別して聴覚されるため、騒音レベルが低くても車両の商品性を損なう原因となる場合がある。

自動車用変速機ではギヤノイズは、約 300Hz~4kHz の幅広い周波数域で発生する。FF 車の車室内ギヤノイズには、次の 2 つの伝達経路がある。一つは、ケースに伝達されたかみあい振動がエンジンマウントやドライブシャフトを介して車体に伝わる比較的low周波数の固体伝播音、もう一つは、比較的高周波数のケース表面からの放射音が車体を透過して車室内に伝わる空気伝播音である。歯車装置の騒音において、一般



には歯車振動からの直接音を空気伝播音、歯車振動が軸、軸受を伝わり歯車箱を励振しそこから発生する音を固体伝播音と定義しているが、ここでは前述のように歯車振動が車体パネルまで振動伝播し、そこから音として放射されるものを固体伝播音、また歯車振動が軸、軸受を伝播してトランスミッションケースを励振してそこから音として放射され車室内に伝播するものを空気伝播音とした。

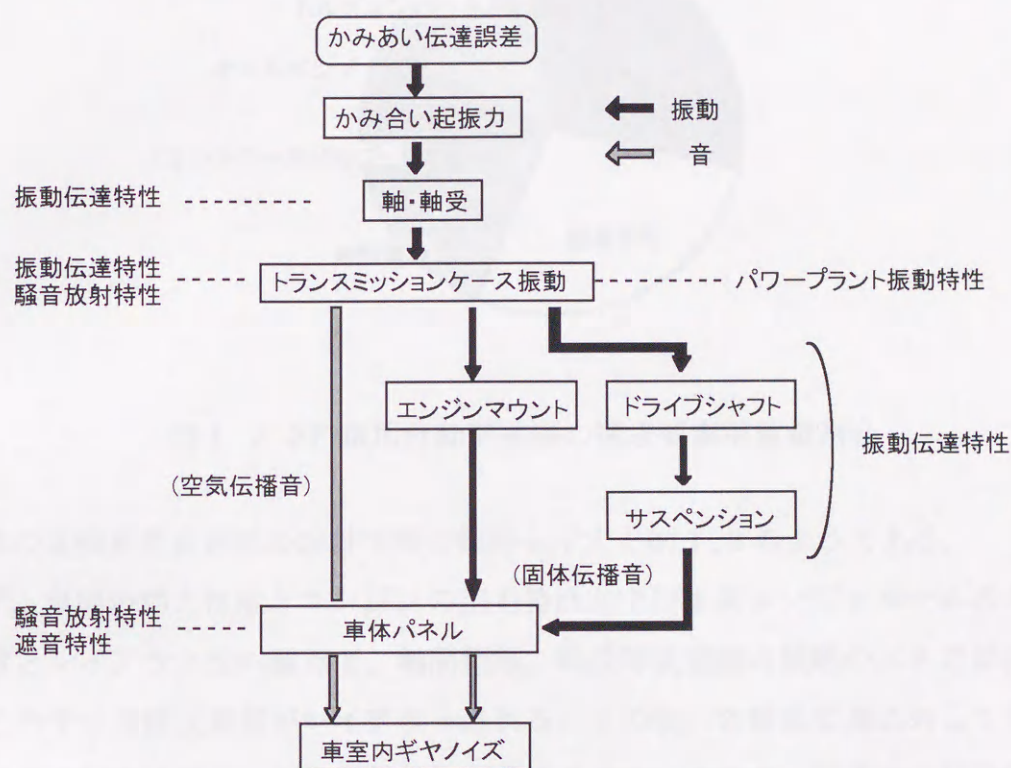


図1.1 自動車のギャノイズ発生メカニズム

このような幅広い周波数範囲のギャノイズの低減にはギャのかみあい起振力の低減と併せて、軸、軸受、歯車箱などの共振系、伝達系での振動抑制技術も重要となる。また、歯車箱での振動抑制は、パワープラント振動の改善からも重要であり、ランブリングノイズやこもり音の低減にもつなげることができる。

次に軽量化の観点から変速機の構成要素による重量割合を見てみると、手動変速機では全体重量のほとんどを歯車箱類と歯車部品で占めることはもちろんであるが、自動変速機においても図1.2に示すように全体重量の約60%を歯車箱類と歯車部品で占めており、軽量化の対象として注目すべき要素である。

前述のごとく、歯車や歯車箱は、変速機の振動騒音性能に対する寄与も大きく、変



速機の静粛性と軽量化の両立を効率良く効果的に達成するためには、これら歯車部品と歯車箱に対し、静粛化と軽量化の二つの要求を相反することなく満たすための設計技術を確立することが最も重要な課題であると考ええる。

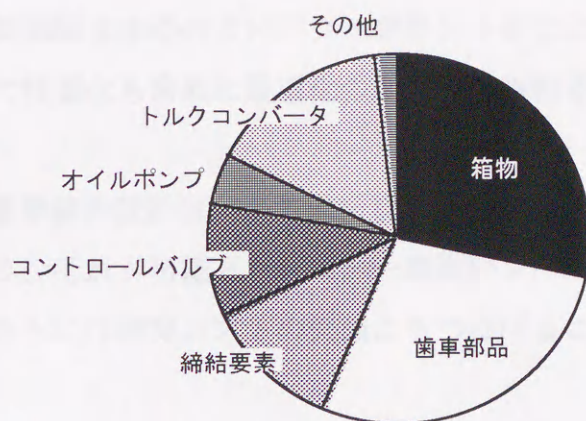


図 1.2 FF 車用自動変速機の構成要素別重量割合

現状の自動車用変速機的设计手順の概略を示すと図 1.3 のようである。

まず、車両の動力性能とエンジンの出力特性および車両エンジンルームの大きさから強度とレイアウト性の観点で、軸間距離、軸長等変速機の概略の大きさが決められる。その中で各構成要素がレイアウトされる。その後、各構成要素に対して強度、振動騒音その他の性能面からの詳細設計が実施される。ここで、静粛性と軽量化への寄与の大きい歯車部品の設計技術について見てみると、高強度化と併せて多くの研究がなされ、諸元・歯面形状の設計技術の向上から初期設計の段階から低振動・低騒音化を盛り込むことができるようになってきている。また最近では、振動伝達率の低減と固有振動数移動の考え方から軸、軸受を含む歯車列の剛性をチューニングする手法も取られている。このように歯車や歯車列の設計においては最適化のレベルが相当進んできている。一方、歯車箱の設計について見てみると、まず設計担当者の経験とノウハウにより基本形状が決められ、車両搭載時の他部品との干渉をチェックしながら詳細形状が設計される。このように設計された歯車箱に対して近年では、コンピューターや解析技術の進歩から詳細な FEM モデルでの振動騒音解析が行われるようになってきた。しかし、これらはあくまでも振動騒音特性の予測ができる技術であり、素性



の良し悪しやその改善の度合いは設計担当者のエンジニアリングによるところとなっている。また、ここでの改善は主にリブ・質量付加等であるため重量増にもつながりかねない。すなわち、基本形状がよければ最適解に近いものとする事ができるが基本形状を誤ると FEM 解析だけは局所的な最適解に留まってしまう。言い換えると、解析技術だけから振動騒音性能のよいパワープラントを仕上げるには限界があり、基本形状の良し悪しで軽量化も含めた最適化の度合いも制約されてしまうと言っても過言ではない。

したがって、歯車箱の設計においても、初期設計の段階でいかに素性を良くしておくかが重要であり、それが可能となれば、一段高いレベルでの静粛性の向上とともに設計期間の短縮さらには開発コストの低減にもつなげることができる。

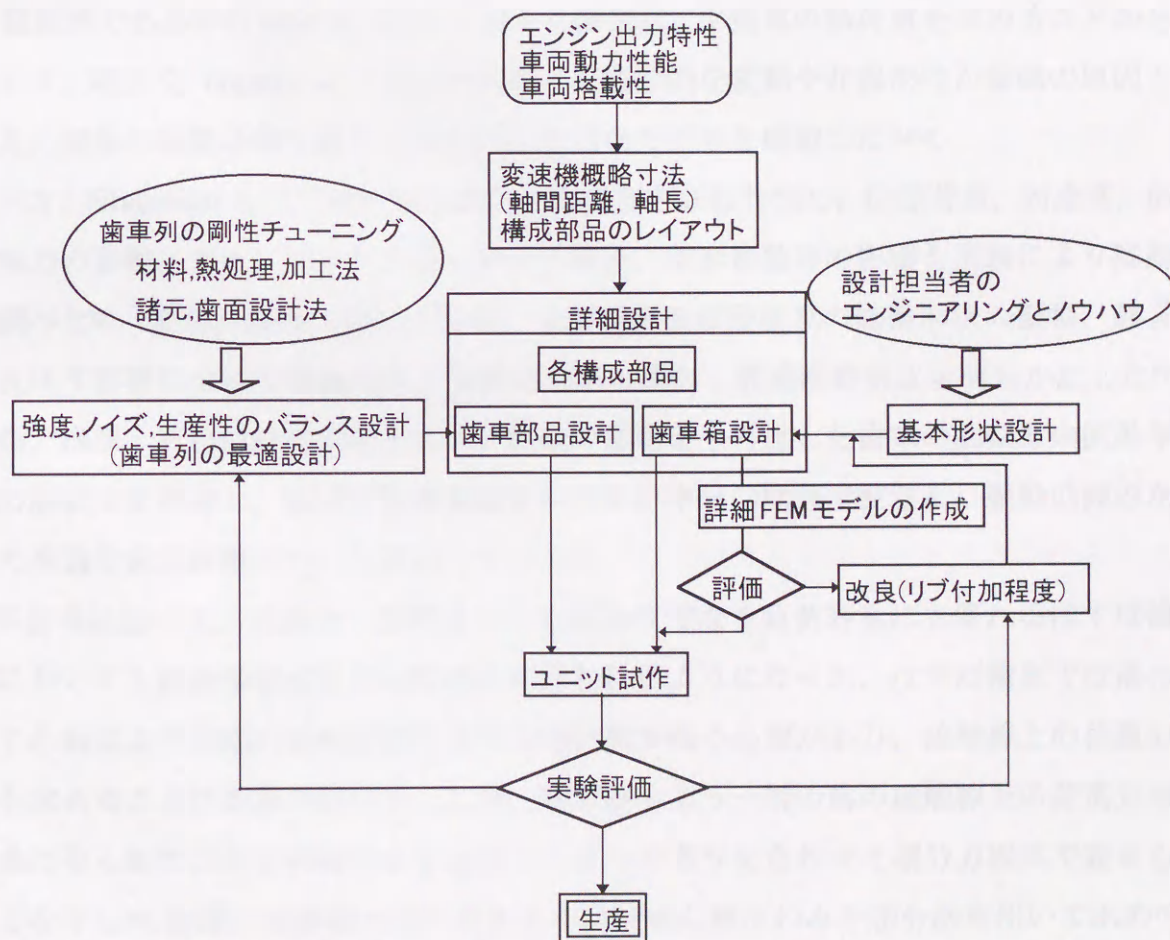


図 1.3 自動車用変速機の概略設計手順



## 1.2 研究の位置づけ

自動車の車室内ギャノイズは、図1.1に示したように起振源である歯車の振動が車室内ギャノイズに変換される過程で、軸、軸受の振動伝達特性、歯車箱の振動伝達特性や騒音放射特性さらにはパワープラントの振動特性の影響を受けて発生する。自動車のギャノイズを問題とするときには、起振源である歯車振動の低減だけでなく、軸、軸受、歯車箱などの共振系、伝達系での振動抑制も重要であることは言うまでもない。ここでは、これまでの歯車、歯車箱およびパワープラントの低振動・低騒音化についての研究を概観し、本研究の位置づけを示す。

## 1.2.1 歯車の振動に関する研究

起振源である平行軸歯車の振動に関する研究は、平歯車の動荷重を求めることから始まり、歌川や Harris は、歯のばね剛さの周期的な変動や非線形性が振動の原因と考え、歯車の振動挙動を解析するための有効なモデルを提案した<sup>(1)(2)</sup>。

一方、Niemann らは平歯車から発生する騒音を直接計測し、伝達荷重、周速度、伝達馬力の影響、また、かみあい率、ピッチ誤差、歯形修整等の影響を実験により詳細に調べた<sup>(3)</sup>。また、清野、藤村、佐藤、会田は歯面修整歯車の修整形状の振動、騒音に及ぼす影響について理論計算と実験結果から検討し最適修整形状を明らかにした<sup>(4)</sup>。佐藤、梅澤、石川は歯形誤差やピッチ誤差の影響をも考慮した歯車の回転方向振動挙動の解析法を開発し、歯車の振動挙動をかみあい率との関連で整理し、振動低減のための最適な歯面修整について検討している<sup>(5)</sup>。

平歯車に比べて、低振動・低騒音であるばかりでなく負荷容量にも優れるはすば歯車においても振動挙動解析が近年盛んに行われるようになった。はすば歯車では歯のねじれ角により歯面の接触状態を3次元的に取り扱う必要があり、接触線上の荷重分布を求めることは容易ではなかったが、林がかみあう一対の歯の接触線上の荷重分布を曲げせん断たわみと接触による近寄りの2つの寄与を合わせた積分方程式で表せることを示し<sup>(6)</sup>、梅澤が有限幅のはすば歯車の曲げせん断たわみを差分法を用いて求め<sup>(7)</sup>、さらに歯面の接触による近寄りを理論的に求めた<sup>(8)</sup>ことにより、幅の狭いはすば歯車の接触線上の荷重分布を精度よく計算できるようになった<sup>(9)</sup>。この成果を基に久保・梅澤は、誤差をもつ歯車の振動挙動を解析し、歯車の製造誤差や組付誤差に依存する



歯当たりが歯車振動に対して重要なファクターであることを示した<sup>(10)</sup>。

また、戸部、井上は、歯厚方向のせん断による変形も考慮した板理論を基に有限要素解析を用いて任意の接触点におけるたわみを求める方法から接触線上の荷重分布を厳密に解析できるようにした<sup>(11)</sup>。丸山、井上らは、この解析を基礎に組付け誤差によるリード誤差の向きによりかみあい伝達誤差の特性が大きく影響されることを明らかにするとともに、かみあい伝達誤差と歯元実応力を共に最小とするクラウニング形状を示した<sup>(12)</sup>。

さらに近年これらの成果を発展させ、3次元的に歯面を修整する方法が提案されている。西野、北原は、接触線の方にクラウニングを施すバイアスイン修整が組付け誤差や負荷時の歯車列の変形によるミスアライメントに対して効果のあることを示した<sup>(13)</sup>。牧は、広い負荷域でかみあい伝達誤差を最小化する歯面修整形状を提案している<sup>(14)</sup>。筆者らも歯車のミスアライメントや製造誤差のばらつきに対して有効な歯面修整形状を示した<sup>(15)</sup>。

また、歯車の回転方向振動の理論解析として、梅澤、鈴木、北條は、軸、軸受が十分剛であるとしてはずば歯車対をモデル化した振動挙動の解析法を開発し、振動レベルをかみあい率との関連で整理した「振動性能曲線」を提案した<sup>(16)</sup>。これにより運転条件に応じた歯車振動と歯車諸元の間を知ることができる。

自動車の変速機のように小型、軽量を厳しく求められる歯車装置では軸、軸受のばね剛さが歯対のばね剛さに比べて十分に剛であるということではなく、それらの振動挙動に及ぼす影響も大きい。Steyerは、振動伝達率の低減と固有振動数移動の考え方から軸、軸受を含む歯車列の剛性チューニングによりギャノイズを低減する手法を提案している<sup>(17)</sup>。有賀は、その考えを自動車の自動変速機の歯車列に適用し、軸の小径化からギャノイズの低減を図った例を示している<sup>(18)</sup>。

王、梅澤、北條、松村は、軸、軸受の動的な特性を歯車の中心に集約し、さらに歯面誤差も考慮して、はずば歯車の歯対のばねを作用線上で2本に分けて接触線直角方向に配置した歯車装置の振動モデルを提案し<sup>(19)</sup>、これによりバイアス歯面修整の振動特性を明らかにしている<sup>(20)</sup>。

このように起振源である歯車に対しては、歯車や歯車列の設計において最適化のレベルが相当に進み、その高強度化と併せて、初期設計の段階から諸元・歯面形状に対して低振動・低騒音化を盛り込めるようになってきている。



## 1.2.2 歯車箱の低振動・低騒音化に関する研究

歯車箱における低振動・低騒音化の研究を観てみると、会田、佐藤、小山の研究<sup>(21)(22)(23)</sup>や斉木、松永の研究<sup>(24)</sup>から、歯車装置から発生する騒音は歯車のかみあい振動からの直接音よりも、それが軸、軸受を伝播して歯車箱を励振しそこから放射される音の方が支配的であることが明らかにされた。また、自動車用変速機においてはこの歯車箱の振動による音は図1.1に示した2つの経路で車室内に伝達されることが石川<sup>(25)</sup>や成田<sup>(26)</sup>の研究から明らかになった。一つは歯車箱の振動が直接、音として放射され車体を透過して車室内に伝わる空気伝播音、もう一つは歯車箱や駆動系、懸下系の車体取り付け点を通して車体に伝わり車体パネルから音として放射される固体伝播音である。柘植、金丸、木戸、増田は固体伝播音と空気伝播音の車室内音に占める割合を実験的に調べ、800Hz以上の高周波帯域では空気伝播音の寄与が大きく、500Hz以下の周波数帯域では固体伝播音の寄与が大きくなっていることを示した<sup>(27)</sup>。

この空気伝播音にしろ固体伝播音にしろ、その発生部位は歯車箱であり、その振動騒音の発生機構、発生部位に関する研究は歯車装置全体の低振動、低騒音化に重要なことであるにもかかわらず、当時このような研究は少なかった。この理由の一つは、音の放射部位を正確に計測できる装置がなかったためではないと思われる。

‘70年代後半になるとデジタル信号処理技術を始めとする振動、音響計測技術の急速な進歩により、騒音を音圧ではなく音の強さで計測する音響インテンシティ計測法やレーザー光を振動面にあてその反射光の位相変化の分布を求めて振動モードを得るレーザーホログラフィ干渉法、さらには振動面より放射される音波の分布を音響ホログラムに記録し計算機にて音場像を再生する音響ホログラフィ法などの新しい計測技術が実用化され、いくつかの研究が公表されるようになった。

梅澤らは、音響ホログラフィシステムを実用化し、それを用いて歯車装置をモデル化した箱の音の発生機構を検討し、稜の存在が音に強く影響していることを示した<sup>(28)(29)</sup>。高津、加藤、岸田、戸部は、歯車箱の振動とその放射音について基礎から再検討することを目的に歯車箱を直角に折り曲げた長方形板を周辺固定したモデルとして、音響インテンシティ計測法とレーザーホログラフィ法によりその周囲音場解析を行い、2面の振幅比や位相関係により音場が大きく変化することを示した<sup>(30)</sup>。しかし、いずれの研究もごく単純化したモデルでの検討であり、自動車用変速機の歯車箱の設計ノウハウとして利用するには不十分である。



自動車用変速機の歯車箱は多くの周波数で複合振動しており、レーザーホログラフィ法をそのまま適用した場合多くの振動モードが重なり合って記録され、注目する周波数の振動モードを識別するのが難しいという問題があった。堀内、榊原は、干渉縞発生限界線概念を導入することにより特定の周波数の振動モードを選択する方法を提案し、これをマニュアルトランスミッションケースの振動モード解析に適用し、問題となる振動モードに対してリブを適切に配置することにより振動特性を効果的に改善した例を示している<sup>(31)</sup>。この方法により、適切なリブの配置位置を知ることができるが、そこでのリブの形状寸法は設計者の知識、経験によるところとなる。

大沼、稲川らは、手動変速機の歯車箱に対して簡略有限要素モデルを作成し、壁面の固有振動モードと振動速度から騒音レベルを予測する方法を示し、振動モードとの関連から質量を付加することにより騒音低減を行った例を示している<sup>(32)</sup>。ここにおいては、質量の付加位置や大きさは、FEM 計算の繰り返し、すなわちトライアンドエラーのプロセスで決める必要がある。

岡村は、同様にトランスミッションケースを簡型の簡略モデルとし、それに対する補強リブの配置による固有振動数改善効果を有限要素計算により検討し、リブ配置の指針を定性的に示している<sup>(33)</sup>。ここにおいてもリブの形状寸法の最適化は FEM 計算や実験モード解析による試行的検討となる。

加藤、高津、早川は、最も基本的な周辺固定長方形板の振動とその放射音についてリブ補強の効果を実験により求め、低騒音設計のための指針を示している<sup>(34)</sup>が、やはり定性的なものになっている。実際に設計するものの立場からすると FEM 計算や実験モード解析によらずその効果を設計段階で概略予測できるようにしたい。

また、これらの研究は、与えられた構造の下でのリブ、質量付加による振動騒音低減の対策であり、もう一段高いレベルでの対策のためには、歯車箱の基本形状に立ち帰った検討が重要である。歯車箱からの放射音に関しては、歯車箱の振動とそれによる音場の予測手法に関する報告が主体であり、この面に関する研究は、筆者の調べた限りでは上述の梅澤<sup>(28)(29)</sup>や高津ら<sup>(30)</sup>の研究以外には見当たらない。

参考のため主な音場予測法に関する研究を整理すると、Rautert, Kollmann は、歯車のかみあい起振力から軸受伝達力を解析し、簡略化した箱モデルを用いて箱の放射音を求めている<sup>(35)</sup>。戸部、加藤、井上、高津らは、歯車装置の振動伝達特性を計算するためのモデルを提案し、歯車円周方向振動加速度を入力として歯車箱表面の振動応



答を求めている<sup>(36)~(39)</sup>。伊藤，柴田，加藤は，直角に折れ曲がった2つの振動面を持つ板の周囲音場を境界要素法により解析し，境界要素法の有効性を確認している<sup>(40)</sup>。これらの結果を基に，周，加藤，井上，柴田は歯車，軸系と歯車箱を部分構造合成法(BBA)により合成して箱表面の振動速度分布を求め，境界要素法を用いて箱表面から放射される音響パワーを十分な精度で予測できる計算手法を確立している<sup>(41)</sup>。

これらの研究成果は，歯車装置を試作しなくてもその振動や音場特性を予測できるようにするための技術であり，直接的には最適化に結びつくものではない。そこには設計者の知識，ノウハウが必要となる。最適化手法の試みとして，井上，山中，木原は，遺伝的アルゴリズム(GA)を用いた最適リブ配置の研究を系統的<sup>(42)~(45)</sup>に行っている。しかし，その研究は緒に就いたところで計算時間，計算精度の面から実用化までにはまだ時間がかかるものと思われる。

### 1.2.3 パワープラントの低振動化に関する研究

次に，エンジンと変速機を合わせたパワープラントの低振動化に対する研究を観てみると，近年，コンピュータ能力の著しい向上から図1.4<sup>(46)</sup>に示すような詳細な3次元モデルでの振動解析を行う傾向にある。

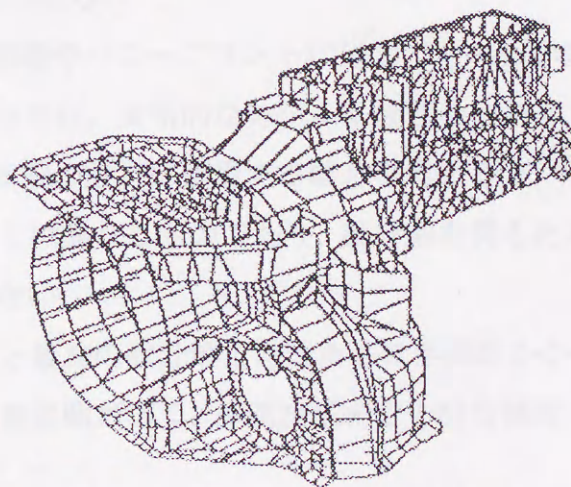


図1.4 大規模パワープラントFEMモデル<sup>(44)</sup>

ここにおいては，解析精度や計算効率の向上のために種々の工夫が払われている。パワープラントは一般に複雑な形状をしており，形状を正確に表現するにはソリッド



要素と呼ばれる多面体の要素を用いてモデル化する必要がある。しかし、全てをソリッド要素でモデル化すると膨大な時間と労力が必要となる。Tyrrell, Croker は、シェル要素とソリッド要素を組み合わせることで、解析精度に影響を及ぼすことなくモデル作成工数を大幅に削減する方法を提案している<sup>(47)</sup>。錢場、高橋、佐藤は、有限要素モデル作成に用いているプリ・ポスト処理システムにメッシュ変形機能を加えることにより操作性を向上し、構造変更の影響予測の効率向上を図っている<sup>(48)</sup>。しかし、ここにおいて検討できる構造変更はスケーリング(パラメトリックな多方向性拡大縮小)やリブ付加程度であり、基本形状をも変更する場合には有限要素モデルの作り直しが必要となる。上述のモデル作成時の工夫に加えて、振動解析の計算時間の大幅短縮を目的に、有限要素モデルをモーダル座標系へ変換して自由度を縮小したり<sup>(49)~(51)</sup>、パワープラントの構成部品の結合方法として部分構造合成法(BBA)を用いたりする<sup>(50)(52)</sup>工夫がなされている。

ここにおいてもその研究は、振動騒音特性の予測技術に関するものが中心であり、その振動特性をその基本形状との関連で整理した研究は筆者の調べた限り見当たらない。

#### 1.2.4 本研究のねらい

以上のように歯車箱やパワープラントに対してその振動騒音特性の予測技術に関しては多くの研究がなされ、実用的なレベルに達しつつある。しかしこれらを実際の自動車用変速機の歯車箱の設計に適用する場合を考えると、

- (1)「解析」と「設計」とは異なるものであり、設計解を得るためには必ずしもすべてを解析に頼る必要はない。
- (2)初期設計を誤ると最終の設計解を得るために手間がかかり、非効率である。
- (3)対象とする周波数範囲が広く、高周波域まで十分な精度で解析することは現状では困難である。
- (4)有限要素法によってパワープラント全体の振動をケースの壁面を含めて計算する手法が取られるようになってきてはいるが、ケースの肉厚変更やリブ付加の効果の検討程度であり、形状の変更をも考慮に入れた根本的な検討は精度の面から、また時間効率、経済効率の面からも非常に難しい。

などの問題から、解析技術だけから振動騒音性能のよいパワープラントを仕上げるに



は限界がある。特に、初期設計を誤ると優れた性能にチューンアップすることは現実的には不可能であろう。これを打開するには、一方で、コンピューターの進歩と解析効率、精度の向上が必要であるが、設計の側では初期設計の段階でいわゆる素性の良い歯車箱をいかに設計することが大切であると考ええる。

そこで、本研究は、実験モード解析および FEM 計算から歯車箱の振動特性をその基本形状との関連で整理し、初期設計の段階から低振動、低騒音とするための設計ノウハウ・指針を提供することをねらいとする。

### 1.3 研究の目的

本研究の目的は、自動車用変速機の歯車箱を低振動・低騒音の立場から設計する方法を確立することである。

ここにおいては、解析技術の面からコンピューターの進歩と解析精度、効率の向上も必要であるが、この解析技術と設計現場をつなぐ新しい設計工学を生み出すことが、これからの設計をより合理的なものにするには重要なことであると考ええる。この新しい設計工学とは、設計の経験とノウハウを明確にして、これに客観性と普遍性とを与えることである。

よって、本論文の中心は「設計の経験・ノウハウを力学的考察に基づいて整理することにより、定量化し普遍性を高めて、新しい設計工学として確立すること」におく。

このためには、

- (1) 問題となる振動騒音現象と歯車箱を含めたパワープラントの振動モードとの関係を実験的に明らかにすること
- (2) その振動の特徴に対して力学的考察を加え、定量的に評価すること
- (3) その振動特性が、歯車箱の形状とどのような関係にあるのかを定量的に知ること
- (4) 振動抑制を目的にリブ補強を行なう場合にもリブによる固有振動数改善効果を定量的にしかも簡便に見積もることのできる手法を見出すこと
- (5) これらについて初期設計時の設計ノウハウとして普遍化することが必要となる。

以上の目的を達成するために以下の各章で次のような内容について述べる。



「第2章 自動車用変速機の振動騒音現象と歯車箱の振動特性」では、FF車用変速機のギャノイズを例に、1kHz以下の比較的低周波の領域と1kHz以上の高周波の領域に分けてギャノイズの発生要因をレーザーホログラフィあるいは実験モード解析から分析し、

- ・歯車箱の面外曲げ振動が高周波ギャノイズの一因であること
- ・エンジンと変速機を合わせたパワープラントのねじり振動が低周波ギャノイズの増幅系になっていること

を確認し、歯車箱の振動抑制もギャノイズ低減に対し重要なことであることを示す。

「第3章 歯車箱の基本形状とその振動特性」では、歯車箱の基本形状として平行な2軸の包み方すなわちその断面形状を取り上げ、歯車箱の断面形状の振動モードとその固有振動数に及ぼす影響を実験モード解析や有限要素解析により解析し、高周波ギャノイズの一因である歯車箱表面の面外曲げ振動の特性はその断面形状により基本的に特徴づけられることを明らかにすると共に、高周波ギャノイズの問題となる周波数域の固有振動数の数を少なくするための断面形状として、面が曲面で構成され、さらにリブに相当する効果のある凹部を有するCocoon（繭型）形状を提案する。

断面形状だけでは改善できない振動モードに対しては、リブ補強により改善する。そこで、「第4章 リブ補強法とその効果予測」では、まず最も基本的な長方形板の振動に対するリブ補強の効果を実験により調べ、振動モードとの関連でリブを配置することが重要であることを確認すると共に、平板の振動やリブの効果を力学的見地から不静定はりの問題にモデル化して整理できることを示し、リブ寸法の固有振動数改善効果をリブ付加による剛性の変化率と重量の変化率の比から比較的精度よく簡便に見積もることのできる予測式を提案する。さらに、この考えは立体的なケースに対してもリブをケース断面形状と同一の曲がりはりでモデル化することにより、適用可能であることを示す。

「第5章 パワープラントの振動特性とそのモデル化」では、低周波ギャノイズやランブリングノイズあるいは高速こもり音の増幅系であるパワープラントのねじり



振動や上下曲げ振動について実験モード解析からその特徴を調べ、パワープラントのような複雑な構造体であってもその振動は、単純なばね-マスモデルで置き換えられ、その振動の特性は、変速機箱物の基本形状やエンジンとの結合状態で決まることを明らかにする。

「第6章 パワープラントの振動特性の評価と低振動設計」では、FF車用とFR車用に分けて、その振動特性は変速機側の基本構造を単純化したモデルによるFEM計算から概略把握できることを明らかにし、それぞれの変速機について剛性確保や振動抑制に効果的な形状とするための基本構造の構成法を系統的に明確にする。

- ・FF車用変速機では重量の重い最終減速機部も一体に構成され、しかも変速機中心からオフセットしているため、この部分のエンジンとの結合方法が重要となる。
- ・また、いずれの変速機も大抵、変速機部を収納するギヤケース部とトルクコンバータあるいはクラッチを収納するハウジング部から構成されており、これらのつなぎ部の剛性向上が効果的である。

との観点から、基本構造として効果的なエンジンとの結合方法およびハウジングの基本形状を提案する。

「第7章 結論」では、各章で得られた結果を自動車用変速機の歯車箱の初期設計時の設計指針としてまとめて結論とする。



## 第2章 自動車用変速機の振動騒音現象と歯車箱の振動特性

### 2.1 緒言

自動車用変速機の振動騒音現象のうちギヤノイズは、幅広い周波数域で発生し、しかも比較的純音に近いためにそのレベルが低くてもフィーリングを害することがある。そのためギヤノイズは、車両の商品性を左右する要因の一つにもなっている。このギヤノイズは図1.1でも示したように、歯車のかみあい起因する振動が軸、軸受を介してケースに伝達され、そこから周波数に応じた2つの伝達経路で車室内に伝達される。一つは、ケースに伝達されたかみあい振動がエンジンマウントやドライブシャフトを介して車体に伝わる比較的低周波数の固体伝播音、もう一つは、比較的高周波数のケース表面振動が直接、音として放射され車体を透過して車室内に伝わる空気伝播音である。

ギヤノイズは、全車速域で問題となることはなく、特定の車速域で聴覚される。このことからギヤノイズは、図1.1に示した伝達系での共振現象であると言える。この共振現象は、起振源である歯車のかみあい振動が軸、軸受を伝わってケースを励振するまでの変速機側の特性とそのケースの振動がパワープラントの支持系、駆動軸系さらには懸下系から車体各部に伝達され車体パネルから車室内に放射されるまでの車両側の特性あるいはそれらの連成特性の影響を受けて生じることになる。したがって、ギヤノイズの真の原因を究明するには、まず、問題となるギヤノイズが車両側に起因するのか変速機側に起因するのかを明確にする必要がある。

そこで、本章では変速機側の要因を解明するため、FF車用変速機を例にギヤノイズの発生伝達メカニズムに従い、主に車室内ギヤノイズと歯車振動およびその車体への伝達入路となる歯車箱の振動との関係を実験的に調べ、軸、軸受を含めた歯車列あるいは歯車箱のギヤノイズに対する寄与を検討する。その結果から、歯車箱の振動特性もギヤノイズに及ぼす影響の大きいことを確認し、本研究で変速機静粛性の観点から歯車箱に着目したことの妥当性を示す。

併せて、以下の検討で歯車箱の基本形状としてどういうところに着眼すべきかを見出すため、ギヤノイズが問題となるときの変速機歯車箱の振動の特徴をレーザーホログラフィ実験や実験モード解析から明らかにする。



2.2 ギヤノイズの発生メカニズム

FF 車用 5 速手動変速機を例にとり、それを 1.8 リッターエンジンの車に搭載し、かみあい周波数が固体伝播音から空気伝播音までの幅広い周波数域にある 4 速ギヤ対と主に固体伝播音の周波数域にあるファイナルギヤ対について、それぞれのギヤノイズの発生メカニズムを調べた。なお、用いた変速機の断面形状を図 2.1 に示す。また、各歯車対の諸元は、表 2.1 のようになっている。

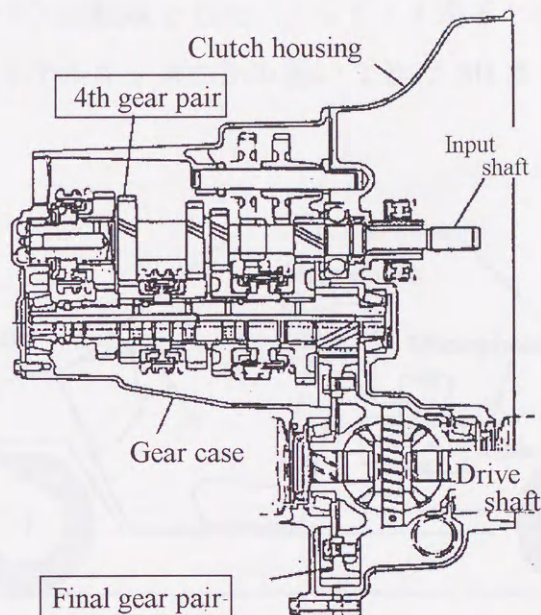


図 2.1 FF 車用 5 速手動変速機

表 2.1 歯車諸元表

|                            | 4th gear pair     | Final gear pair   |
|----------------------------|-------------------|-------------------|
|                            | input / main      | pinion / gear     |
| Normal module              | 1.5               | 2.25              |
| Normal pressure angle (°)  | 20                | 20                |
| Helix angle(°) & hand      | 30.5 RH / 30.5 LH | 29.6 LH / 29.6 RH |
| Number of teeth            | 41 / 37           | 18 / 75           |
| Standard pitch circle (mm) | 71.376 / 64.413   | 46.579 / 194.078  |
| Base circle (mm)           | 65.751 / 59.336   | 42.966 / 179.026  |
| Face width (mm)            | 14 / 15           | 32 / 29           |
| Center distance (mm)       | 67                | 120.4             |
| Transverse contact ratio   | 1.666             | 1.437             |
| Overlap contact ratio      | 1.508             | 2.027             |
| Total contact ratio        | 3.174             | 3.464             |



## 第2章 自動車用変速機の振動騒音現象と歯車箱の振動特性

本実験で用いた車室内ギヤノイズの計測システムを図2.2に示す。実走行に近い条件で騒音を計測するため、プルービンググラウンドで実験を行い、運転席と助手席の間で運転者の耳の位置に設置したマイクロフォンで運転中の騒音を計測し、データレコーダに記録した。運転条件は、4速に固定し低速から高速まで車速を徐々に上げていく緩加速の条件で行った。ギヤノイズの分析は、回転トラッキング分析機能を内蔵したFFTアナライザを用い、各歯車対のかみあい一次成分の騒音レベルの変化を入力回転数に対して整理する回転トラッキング分析で行った。ここでは、回転数の基準をエンジン（インプットシャフト）回転数とした。よって、4速ギヤ対のかみあい1次は、基準回転数の41次、ファイナルギヤ対のかみあい1次は20次（ $\div 18 \times 41 / 37$ ）となる。

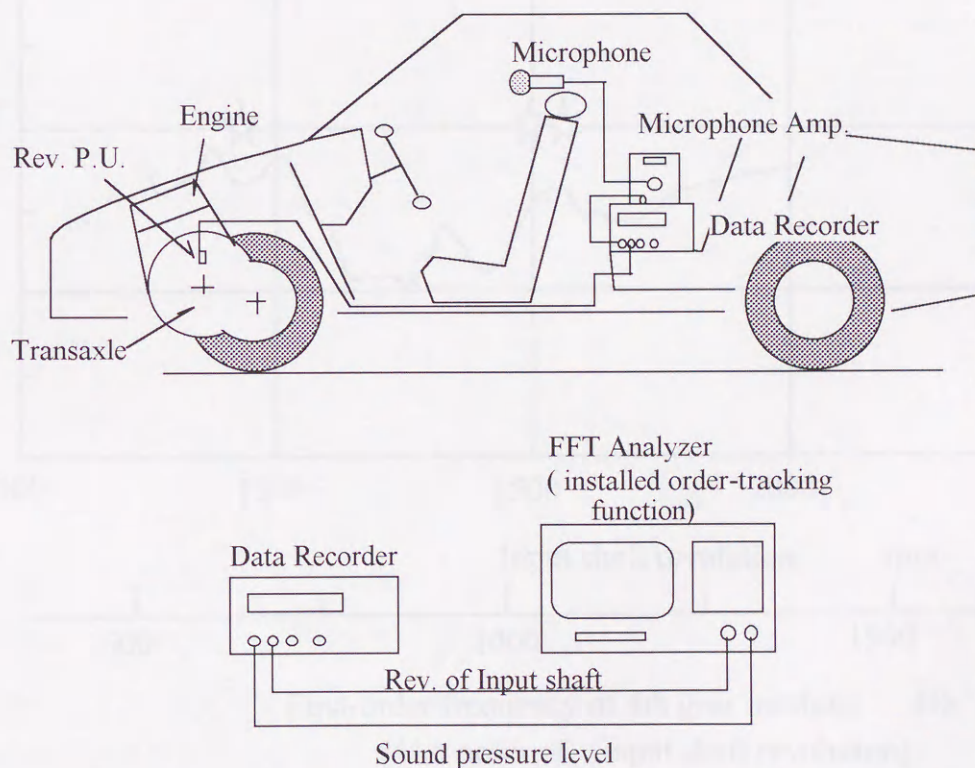


図2.2 ギヤノイズ計測システム

4速ギヤ対のかみあい1次成分の回転トラッキング分析結果を図2.3示す。何ヶ所かのかみあい周波数域でギヤノイズのピークが認められた。特に、650Hz(図中☆印)と1kHz(図中☆☆印)付近では暗騒音との関連から官能上もギヤノイズとして聴覚さ



れた。図2.4は、ファイナルギヤ対の回転トラッキング分析結果である。ここにおいても、400Hz(図中★印)と500Hz(図中★★印)付近の特定のかみあい周波数域でギヤノイズのピークが認められ、フィーリング上もギヤノイズとして聴覚された。もし、これらギヤノイズが起振源である歯車振動のみによるものであれば周波数に関係なく全域でギヤノイズが問題となると考えられるが、実際に計測されたギヤノイズは図2.3, 図2.4に示したように特定の周波数域で大きくなっている。すなわち、自動車用変速機のギヤノイズは、軸、軸受を含めた歯車列や歯車箱あるいは車両側の共振現象により増幅されているものと考えることができる。

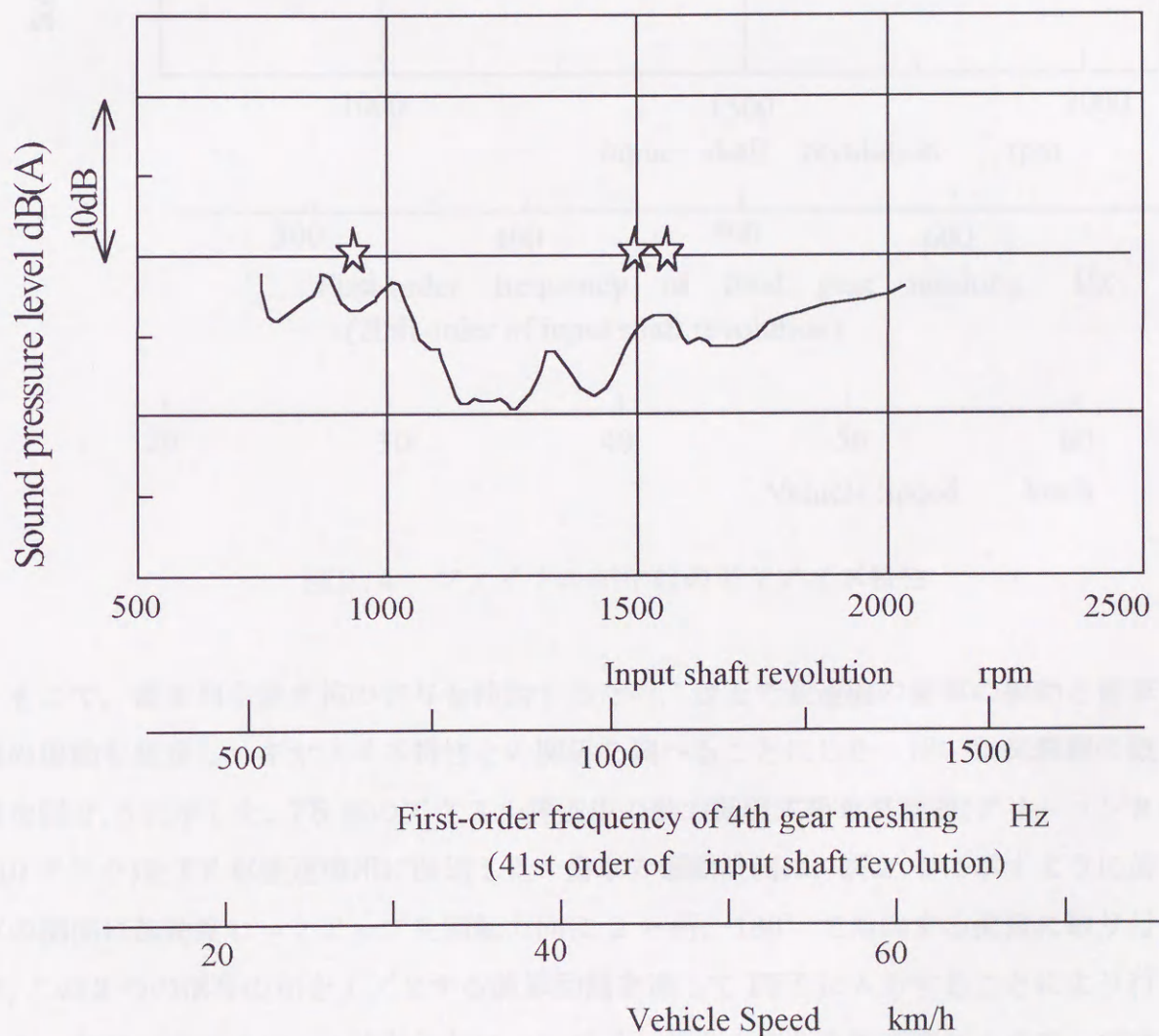


図2.3 4速ギヤ対のギヤノイズ特性



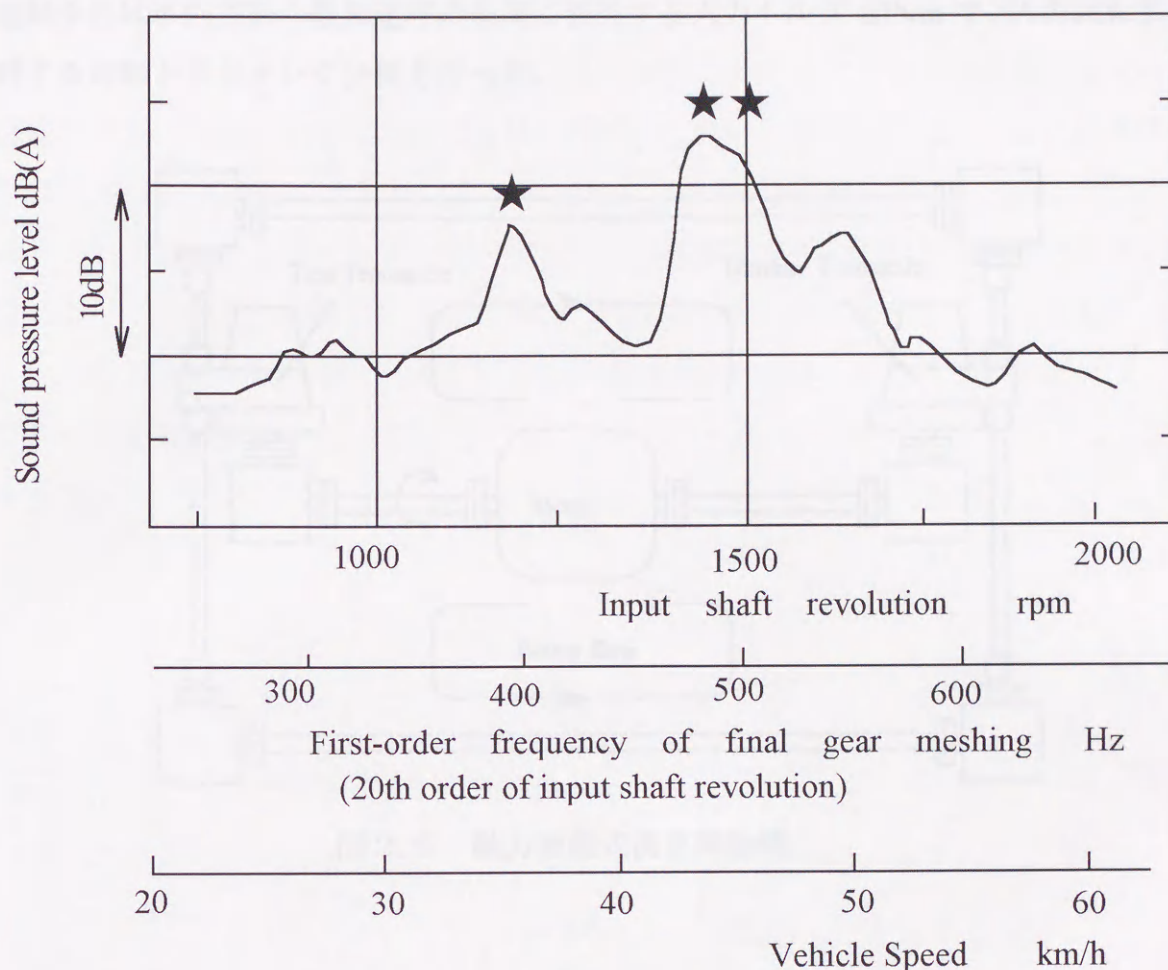


図2.4 ファイナルギヤ対のギヤノイズ特性

そこで、歯車列や歯車箱の寄与を検討するため、台上で変速機の歯車の振動と歯車箱の振動を測定し、ギヤノイズ特性との関係調べることにした。用いた試験機の概要を図2.5に示した。FR車のアクスル評価用の動力循環式歯車試験機(グリーンソン#510 テスタ)をFF車変速機用に改造した。歯車の振動計測は、図2.6に示すように歯車の側面に加速度ピックアップを回転方向に2ヶ所、 $180^\circ$ で対向する位置に取り付け、この2つの信号の和を $1/2$ する演算回路を通してFFTに入力することにより行った。なお、図2.6は、4速ギヤ対について示したものであり加速度ピックアップはインプットギヤに取り付けた。図示はしていないがファイナルギヤ対ではリングギヤ側に加速度ピックアップを取り付けた。一方、歯車箱の振動は、変速機の車体への取り付け点であるエンジンマウント位置とドライブシャフトからの振動伝達の評価点と



してファイナルギヤケース直上で測定した。

運転条件は車両実験の緩加速時の負荷に相当する入力トルク 40Nm で、入力回転数に対する回転トラッキング分析を行った。

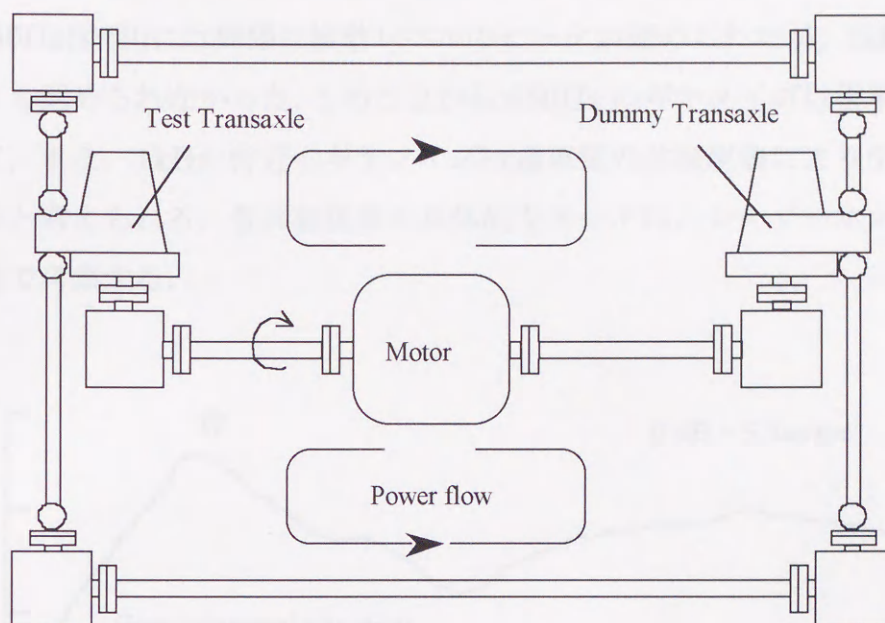


図 2.5 動力循環式歯車試験機

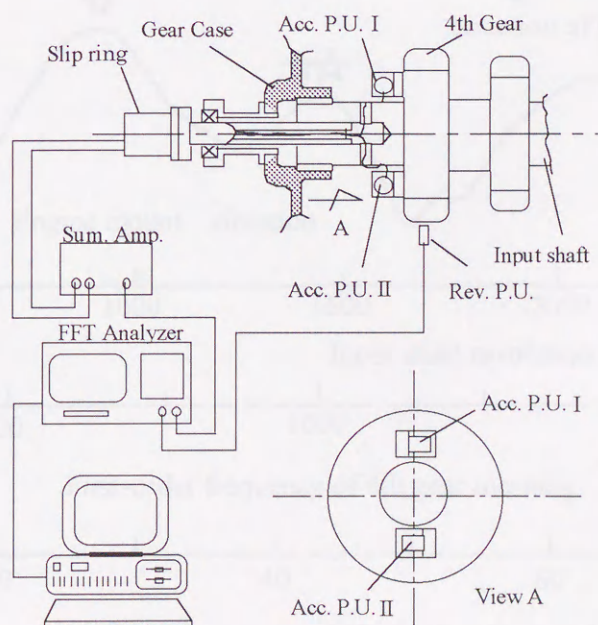


図 2.6 歯車振動計測システム



図2.7に4速ギヤ対の歯車本体の回転方向振動とケースエンジンマウント部振動の測定結果を示す。上段が歯車本体振動、下段がケースエンジンマウント部振動である。ケースエンジンマウント部振動には、図2.3の車室内ギヤノイズのピークに対応する650Hz(☆印)と1kHz(☆☆印)付近に振動レベルのピークも認められた。一方、歯車本体振動は、650Hz(☆印)には同様に振動レベルのピークが認められたが、1kHz付近には何のピークも認められなかった。このことから650Hzのギヤノイズは歯車列の共振現象によって、また、1kHz付近のギヤノイズは歯車箱の共振現象により引き起こされているものと考えられる。各共振現象の具体的なモードは、レーザーホログラフィ実験から次節で考察する。

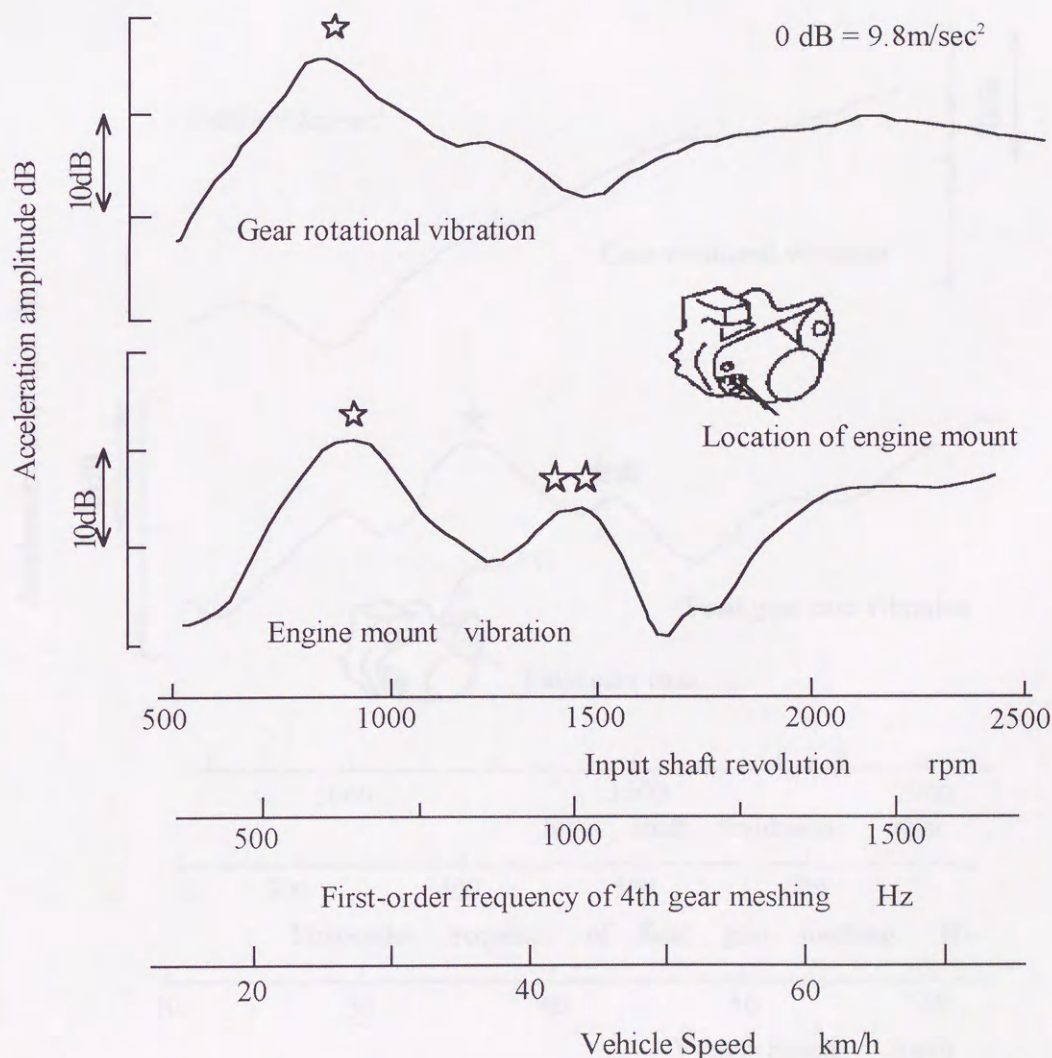


図2.7 4速ギヤ対の歯車振動とケースマウント部振動



図2.8は、ファイナルギヤ対の歯車本体振動とファイナルギヤケース直上振動の測定結果である。上段が歯車本体振動、下段がケース振動である。歯車の円周方向振動は、300Hz以上の周波数域ではかみあい周波数と共に単調に上昇しており、振動加速度レベルのかみあい周波数に対する傾きは、ほぼ12dB/oct.となっている。すなわち、この場合の歯車本体振動は振動変位振幅一定の振動をしており、歯車列の共振現象はこの周波数範囲では何ら発生していないことになる。一方、ケース振動を見ると、図2.4のギヤノイズのピークと対応する400Hz(★印)と500Hz(★★印)付近に振動レベルのピークも認められた。ただし、そのレベルを見ると500Hz付近の方が低く、ギヤノイズの結果とは反対の傾向を示している。ここにおいては、さらに別の要因があるものと考え以下の検討を実施した。

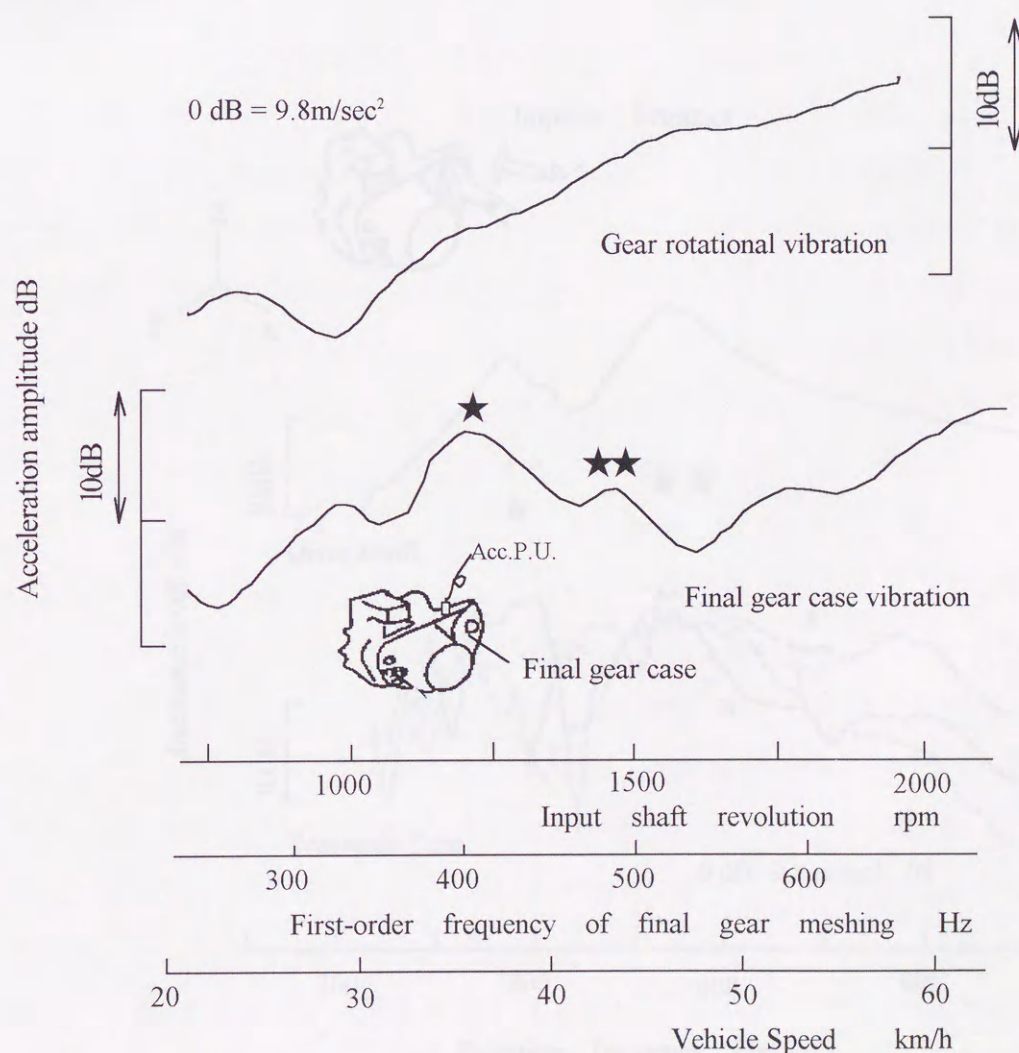


図2.8 ファイナルギヤ対の歯車振動と  
ファイナルギヤ直上振動



その要因の一つとしてドライブシャフトの振動伝達特性に着目し、図2.9に示すように、車載状態でドライブシャフト中央(図中・印位置)をインパルスハンマにより加振したときの加振点およびファイナルギヤケース部の振動応答を測定した。ファイナルギヤケース部およびドライブシャフト共に400Hz(★印)と500Hz(★★印)付近に振動レベルのピークがあり、しかもドライブシャフトの振動レベルは500Hz付近の方が大きく、図2.4の車室内ギヤノイズとよい対応をしている。すなわち、このファイナルギヤノイズは、歯車のかみあい振動がケースの共振現象により増幅され、さらに車体への伝播過程においてドライブシャフトの振動特性によっても増幅されたものと考えることができる。具体的なケースの共振現象およびドライブシャフトの振動特性は次節で考察する。

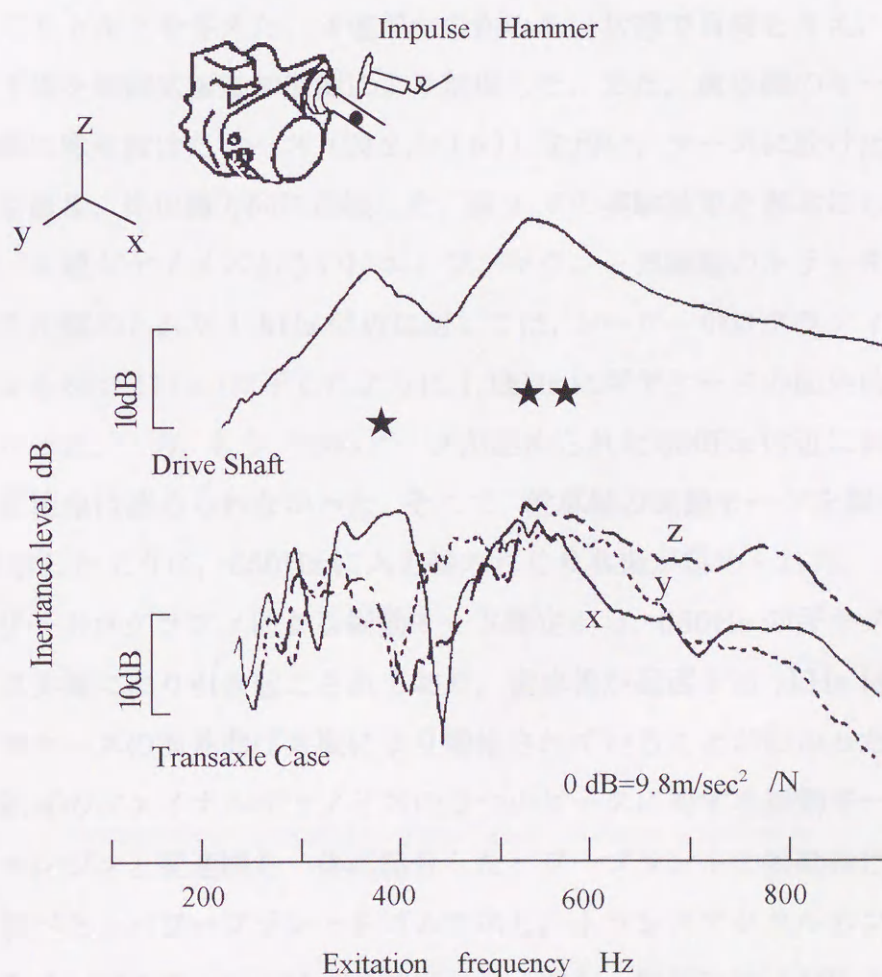


図2.9 ファイナルギヤケースとドライブシャフトの振動伝達特性



以上のように本実験で用いた変速機においては4速ギヤでは1 kHz 付近に、またファイナルギヤでは400Hz と 500Hz 付近にそれぞれ歯車箱に起因すると思われるギヤノイズのピークが認められた。そこで、次節ではこれらの周波数域における歯車箱の振動の特徴をレーザーホログラフィ実験や実験モード解析から明らかにする。

### 2.3 ギヤノイズと歯車箱の振動の特徴

図2.3の4速ギヤノイズの2つのピークにおける振動のモードを明らかにするため、トランスアクスル振動のレーザーホログラフィ測定を行なった。図2.10に示すように変速機をエンジンシリンダブロックに結合し、2個のラバーマウントにより支持した。ドライブシャフトを固定し、1つのシリンダに窒素ガスを封入して、その圧力で入力軸にねじりトルクを与えた。4速ギヤのかみあい状態で負荷を与え、ファイナルギヤケース下端を電磁式振動加振機により加振した。また、歯車軸のモードを調べる時には、一部に窓を設けたケース(図2.11(b))を用い、ケースに設けた小穴からかみあい歯対を直接、作用線方向に加振した。図2.7の実験結果を参考にして加振周波数を決めた。4速ギヤノイズあるいはエンジンマウント部振動のトラッキング分析においてピークが認められた1 kHz 付近に対しては、レーザーホログラフィによる振動モード測定から図2.11(a)に示したように1.1kHz にギヤケースの面外曲げ共振のあることが分かった。一方、もう一つのピークが認められた650Hz 付近においては、ケースには共振現象は認められなかった。そこで、歯車軸の振動モードを調べた結果、図2.11(b)に示したように、650Hz に入力軸のねじり共振が認められた。

以上、レーザーホログラフィによる振動モード測定から、650Hz のギヤノイズは、入力軸のねじり共振により引き起こされており、歯車箱が起因する1kHz 付近のギヤノイズは、ギヤケースの面外曲げ共振により増幅されていることがわかった。

次に、図2.4のファイナルギヤノイズの2つのピークに対する振動モードを明らかにするため、エンジンと変速機を一体に結合したパワープラントの振動特性を実験モード解析から調べた。パワープラントをゴムで吊し、トランスアクスルのファイナルギヤケース部をインパルスハンマにより加振した。なお、解析にはLMS 社 Add-on システムを用いた。図2.12に示したように、ギヤノイズのピークがあらわれた400Hz



付近に対しては、ファイナルギヤケース部が上下するパワープラントのねじり共振が 360Hz にあり、もう一つのピーク 500Hz 付近にも同様のねじり共振が 480Hz に認められた。いずれのモードにおいてもクラッチハウジングが大きく変形していた。

さらに、ドライブシャフトの振動特性を同様に実験モード解析により調べたところ、図 2.13 に示すようにロードホイール側のジョイント部を節とし変速機側のジョイント部が腹に近いような曲げ振動モードが 470Hz に確認された。

ファイナルギヤノイズの 400Hz と 500Hz 付近のピークは、ギヤのかみあい振動が、パワープラントのねじり共振により増幅され、ドライブシャフトを通して車体に伝達される過程で 500Hz 付近はドライブシャフトの曲げ共振でさらに増幅されたものと考えられる。ここにおいては、ドライブシャフトの振動特性改善も重要なことではあるが、変速機を設計する者の立場からするとドライブシャフトへの加振力、すなわち本例のようなパワープラントのねじり振動を極力小さくするような構造とすることが重要であろう。

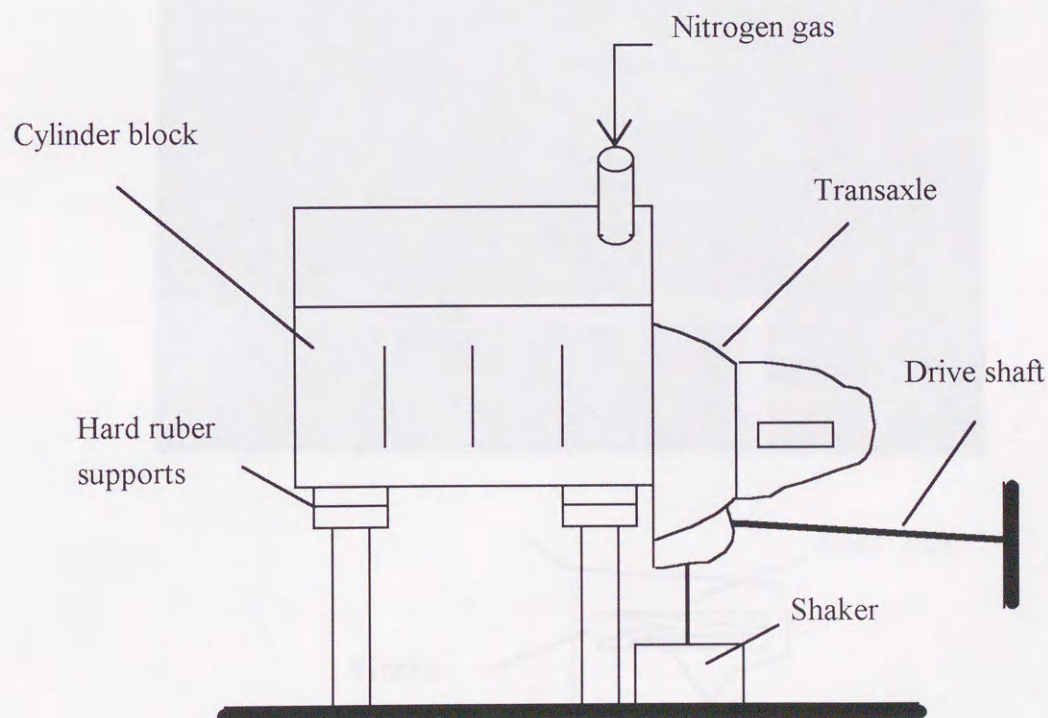
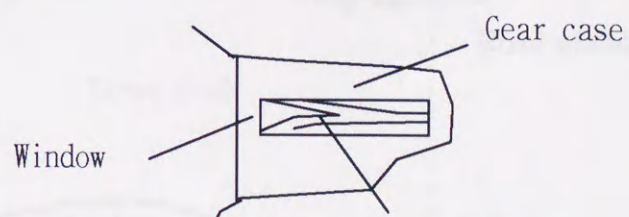
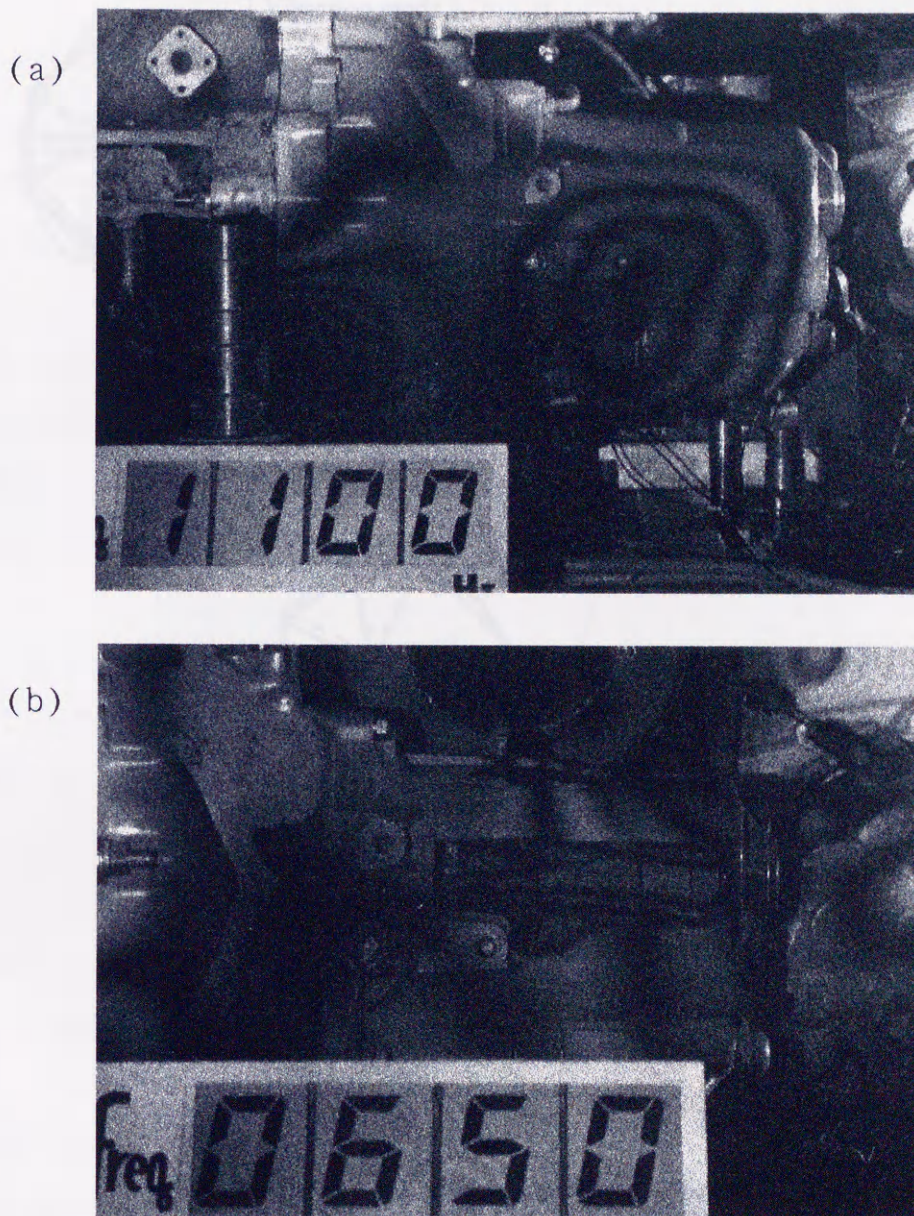


図 2.10 レーザーホログラフィ実験の概要





Torsional vibration mode of input shaft

- (a) Panel vibration mode of the gear case at 1.1kHz  
(b) Torsional vibration mode of input shaft at 650Hz

図2.11 レーザーホログラフィによる振動モードの把握



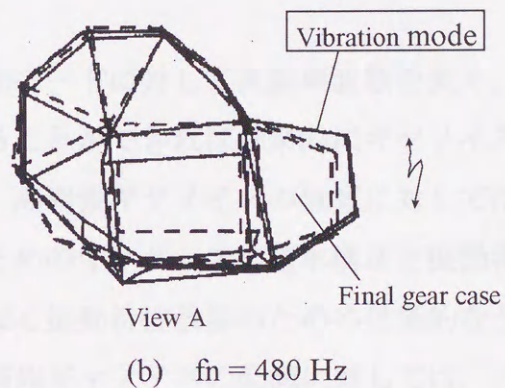
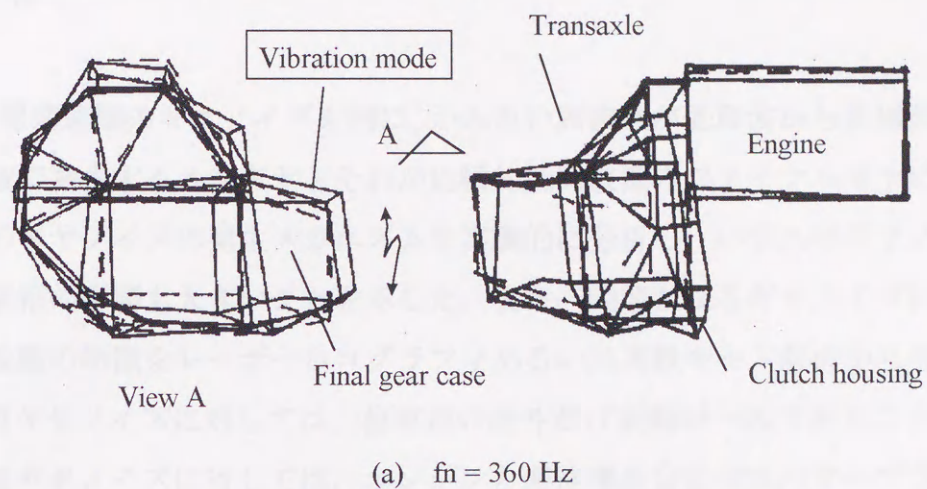


図 2.12 パワープラントの振動モード

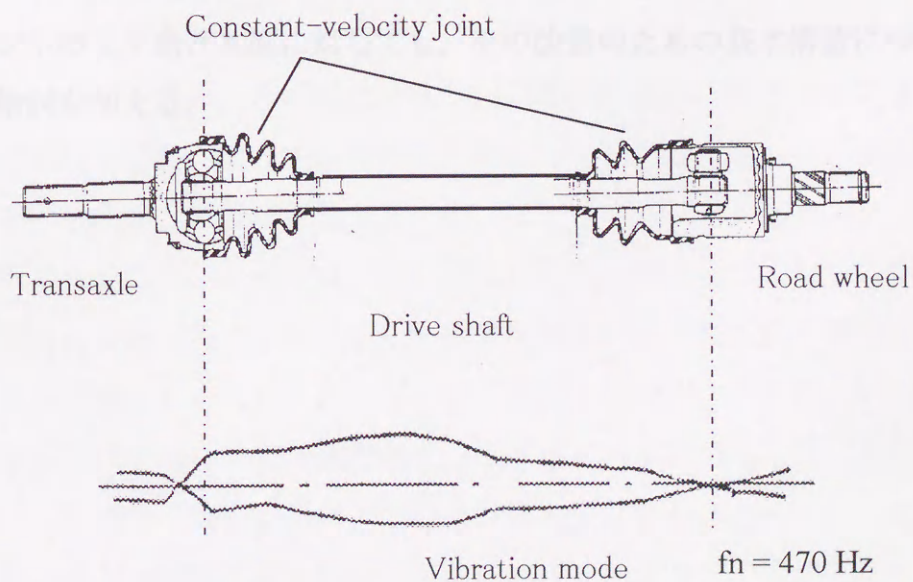


図 2.13 ドライブシャフトの振動特性



### 2.4 結 言

FF 車用変速機のギヤノイズを例に、かみあい周波数が低周波から高周波まで幅広い周波数域で発生する4速ギヤとそれが比較的低周波数のファイナルギヤについて、それぞれのギヤノイズの発生メカニズムを実験的に分析し、いずれのギヤノイズに対しても歯車箱の影響も大きいことを示した。また、問題となるギヤノイズに対応する歯車箱の振動の特徴をレーザーホログラフィあるいは実験モード解析から分析し、

- ・高周波ギヤノイズに対しては、歯車箱の面外曲げ振動が一因であること
- ・低周波ギヤノイズに対しては、エンジンと変速機を合わせたパワープラントのねじり振動がその増幅系になっていること

を確認した。

したがって、これらの振動モードに対して共振周波数を変え、振動レベルを小さくするように歯車箱を設計することができれば効果的にギヤノイズの低減が可能となる。

よって、以下の検討では、高周波ギヤノイズの低減に対しては、歯車箱の面外曲げ振動に着目し、その低減のためのギヤケースの基本構造と振動特性の関係を第3章で明らかにする。また、さらなる振動特性改善のための効果的なリブ補強法について第4章で検討する。一方、低周波ギヤノイズの低減に対しては、パワープラントのねじり共振に着目し、その振動特性改善のため、その基本構造と振動特性の関係を第5章と第6章で明らかにする。併せて、ランブリングノイズや高速こもり音の一因であるパワープラントの上下曲げ共振に対しても、その改善のための基本構造について歯車箱側からの検討を加える。



## 第3章 歯車箱の基本形状とその振動特性

### 3.1 緒言

第2章では、図1.1に示した自動車用変速機のギヤノイズ発生メカニズムに従い、実際の変速機の車室内ギヤノイズの発生要因を実験的に解析し、ギヤノイズは歯車列だけでなく歯車箱の振動特性にも大きく影響されることを確認した。たとえば、図2.1の変速機では、1 kHz 付近の比較的高周波のギヤノイズは歯車箱表面の面外曲げ振動が一因になっており、また 400Hz と 500Hz の比較的低周波のギヤノイズはパワープラントのねじり振動がその増幅系になっていた。したがって、ギヤノイズの低減には、起振源である歯車の低振動化と併せて歯車箱の振動特性改善も重要な課題となる。

近年、コンピュータや解析技術の進歩から自動車用変速機のような複雑な構造体に対しても詳細な3次元モデルでの振動解析が行われるようになってきた。しかし、このような複雑な形状の歯車箱に対してはその設計製図にも多大な時間が必要であり、その後その図面に基づき有限要素法による振動解析のためのFEMモデルを作成する過程においても多大な時間が必要となる。よって、一度形状が決められると後でそれを変更することは時間効率の面から、またコストの面からも非常に難しく、現状でも一度設計された歯車箱の低振動、低騒音化の対策は、リブの付加／削除や質量の付加などが主であり、基本形状の良し悪しでその振動特性改善の度合いも制約されてしまう。すなわち、基本形状が良ければリブ等によるその後のチューニングで最適解に近いものを得ることができるが、基本形状を誤ると局所的な改善に留まってしまう。したがって、初期設計の段階で低振動と軽量を両立するいわゆる素性の良い歯車箱とするための設計手法の開発が重要な課題となっている。

自動車用変速機のギヤノイズは、図1.1に示したようにその伝達の過程で各構成要素の振動特性の影響を受け、約 300Hz～4kHz の幅広い周波数範囲における伝達系での共振現象として発生する。したがって、素性の良い歯車箱としては、他の構成要素との振動の連成や歯車箱自身の共振現象によるギヤノイズの増幅を避けるために、その間に存在する歯車箱の固有振動モードの数が極力少ないものとしたい。こうすることによりギヤノイズが問題となる場合にも改善すべき振動モードを絞り込むことができ、振動特性をさらに改善するためのリブ補強も容易となる。また、歯車箱の振動レベル



はそれが歯車箱に起因するものでなければ起振源である歯車や軸，軸受等の伝達系のチューニングにより低減することは可能である．しかし，歯車箱の共振現象によるものに対しては起振源や伝達系での対策には限界がある．したがって，歯車箱に対しては初期設計の段階で素性の良いもの，すなわち固有振動モードの極力少ない構造とすることが重要であり，そのためには，歯車箱の形状とその振動の特徴について明らかにすることが最も重要であると考ええる．

本章では，歯車箱の共振現象のうち，高周波ギャノイズの一因である歯車箱表面の面外曲げ振動に着目し，図2.1の変速機のギャケース部をモデル化した単純な筒状ケースモデルを用いて，ケース形状の振動とその固有振動数に及ぼす影響について実験モード解析とFEM計算により解析する．ここで，歯車箱の基本形状としてはその設計の基礎となる平行な2軸の包み方，すなわちその断面形状を取り上げ，歯車箱表面の面外曲げ振動の特性はその断面形状により基本的に特徴づけられることを明らかにし，高周波ギャノイズの問題となる周波数域の固有振動数の数を少なくするための断面形状として，面が曲面で構成されさらにリブに相当する効果のある凹部を有するCocoon（繭型）形状が有効であることを示す．

#### 3.2 ケース基本形状

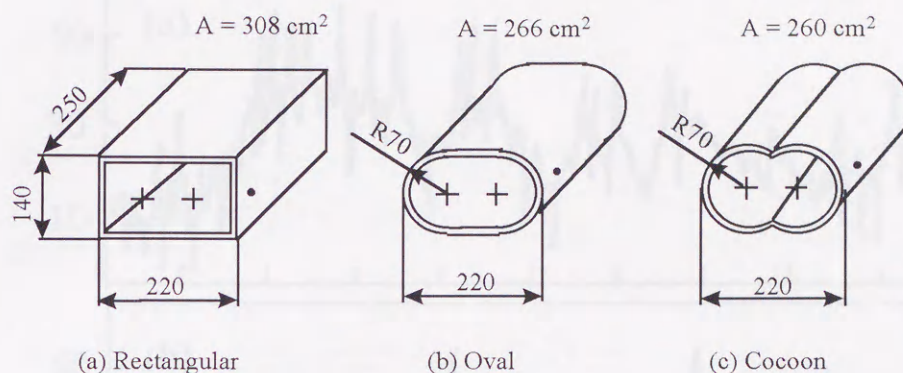
取り上げた断面形状としては，図3.1に示すように最も基本的なRectangular断面，表面積が最小となるOval断面および容積を最小にするCocoon断面の3種類の断面形状のケースについて，ケース振動モードとその固有振動数に及ぼす影響を実験モード解析とFEM計算から調べた．実験に用いたケースは，厚さ5mmのアルミニウム平板を図3.1のそれぞれの断面形状に折り曲げ，電気溶接により結合した．ケースの基本寸法は，図1.1に示したFF車用手動変速機のギャケース部とほぼ同等とした．

なお，実際のギャケースは，端部が閉じた構造となっているが，実験における端部支持状態の影響を除くために，まず両端開口した単純な筒状ケースについて実験モード解析とFEM計算を行いFEM計算の解析精度を確認した．それは端部を閉じたケースでは，FEM計算の実験との相関精度が悪かった場合，実験モード解析における拘束端の支持状態の影響なのかFEMモデルの問題なのか分離が難しいためである．本研究で



は、FEM 計算プログラムとしては MSC/NASTRAN を、実験モード解析には、LMS 社 Add-on システムを用いた。

実験モード解析と FEM 計算との相関を両端開口した筒状ケースで確認した後、支持条件を実機に近付ける目的で両端を拘束したときの振動モードとその固有振動数に及ぼす断面形状の影響を FEM 計算により調べた。



A : Cross sectional area      Thickness = 5 mm  
 Material : Aluminum alloy ( JIS A1050 )  
 Young's modulus = 70.3 GN/m<sup>2</sup>      Density = 2.7 g/cm<sup>3</sup>

図 3.1 歯車箱の基本形状

### 3.3 ハンマリングによる加振応答実験

詳細検討に入る前に、本研究で選んだ3つの断面形状のケースの振動特性を概略調べるため、図3.1のケースをゴムで吊し、インパルスハンマ加振を行なったときのケースの振動応答を測定し比較した。各ケース共に比較的固有振動数が多く現れる位置を加振点とした(図3.1の・印位置)。振動応答の測定位置は、加振点と同じ位置とした。各ケースに対するイナータンスレベルの測定結果を図3.2に比較したが、5 kHzまでの範囲では、Rectangular→Oval→Cocoonの順でイナータンスレベルがピーク値を示す周波数すなわち固有振動数の数が少なくなっている。特に、Cocoon形状では、面外曲げ共振としてよく問題となる1 kHz以上の高周波域での固有振動数の数が少なくなっているのが特徴である。図3.3は、ケース表面上方100mmの位置における音圧



レベルについても比較したものである。音圧レベルの周波数特性からもやはり Cocoon 形状ケースが固有振動数の数も少なく、また音圧レベルも3つのケース中で最も低くなっている。このようにケース表面の振動騒音特性は、その断面形状により影響されることが確認された。以降、FEM 計算によりその詳細検討を行うこととする。

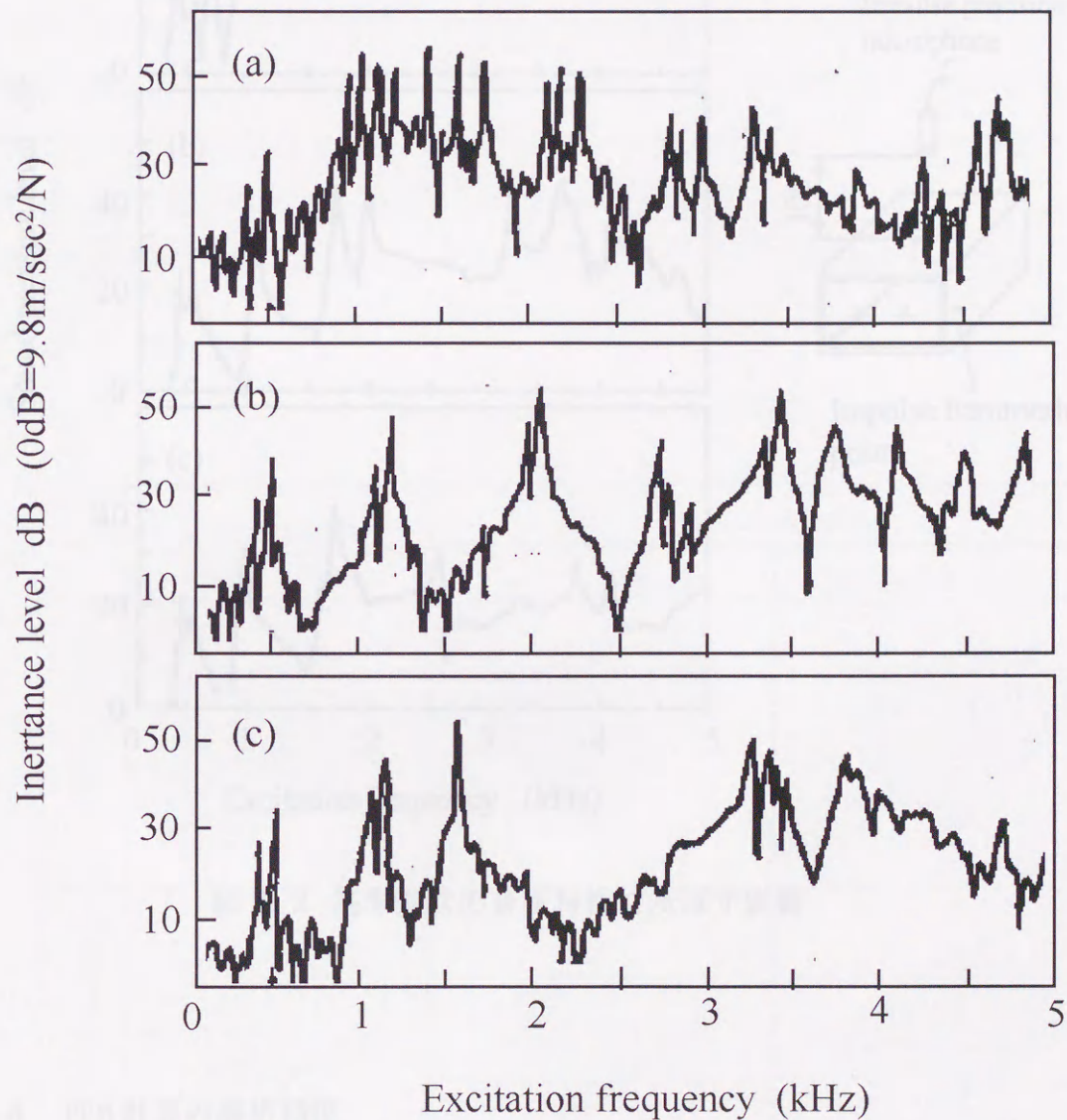


図3.2 基本形状の振動特性に及ぼす影響



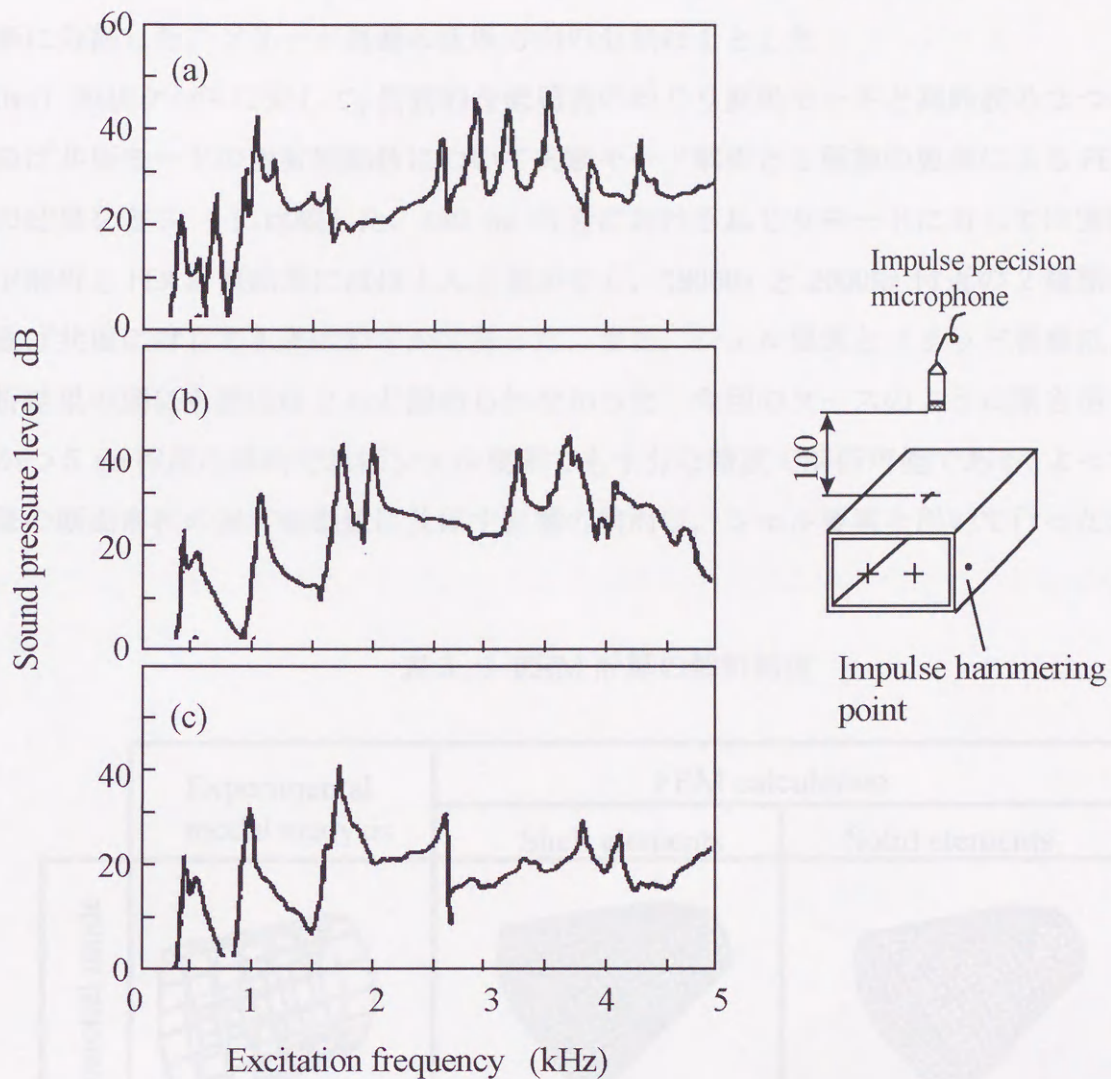


図3.3 基本形状の音圧特性に及ぼす影響

### 3.4 FEM計算の解析精度

#### 3.4.1 適用要素と解析精度

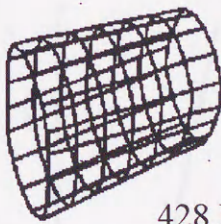


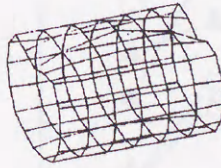
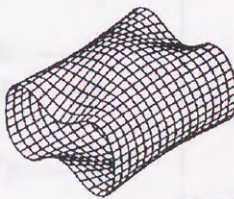
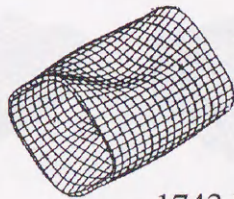
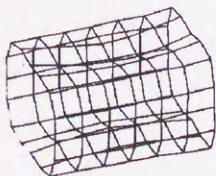
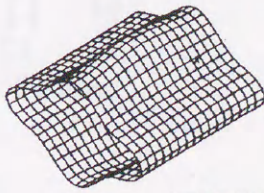
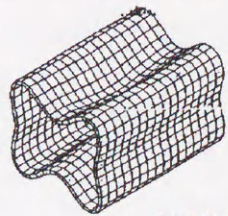
図3.1の各ケースに対して FEM モデルを用い、実験モード解析の場合と同等の拘束条件となるよう両端自由の条件で固有値解析を行った。ここでは適用する要素による解析精度の影響を確認するためシェル要素とソリッド要素それぞれのモデルについ



て計算した。なお、各モデルとも高周波数域まで解析結果が安定するのに十分な 704 要素に分割した。ソリッド要素の板厚方向の分割は 1 とした。

Oval 形状ケースに対して、代表的な低周波のねじり振動モードと高周波の 2 つの面外曲げ共振モードの固有振動数について実験モード解析と 2 種類の要素による FEM 計算の結果を表 3.1 に比較した。430 Hz 付近におけるねじりモードに対しては実験モード解析と FEM 計算結果にはほとんど差がなく、1800Hz と 2000Hz 付近の 2 種類の面外曲げ共振に対しては差はわずかであった。また、シェル要素とソリッド要素による解析結果の間にも差はほとんど認められなかった。今回のケースのように厚さが一様でかつ 5 mm 程度の薄肉であればシェル要素でも十分な精度で解析可能である。よって、以降の断面形状の固有振動数に及ぼす影響の検討は、シェル要素を用いて行った。

表 3.1 FEM 計算の解析精度

|                | Experimental<br>modal analysis   | FEM calculation   |  |
|----------------|--|---|--|
|                |  | Shell elements  | Solid elements   |
| Torsional mode | <br>428 Hz  | <br>425 Hz  | <br>435 Hz  |
| Panel mode 1   | <br>1880 Hz | <br>1705 Hz | <br>1743 Hz |
| Panel mode 2   | <br>1991 Hz | <br>1937 Hz | <br>1973 Hz |



## 3.4.2 FEM 計算における留意点

シェル要素の場合には特に問題はないが、Rectangular 断面ケースのように角部を有するモデルに対してソリッド要素を適用する場合、その部分の分割の仕方により解析結果が大きく影響されることがわかったのでここに整理しておく。図3.4に示すように角部をC2あるいはC3のように分割すれば問題なく実測結果とよく対応する結果が得られるが、C1のように分割してしまうと角部の剛性が異常に高くなり、各モードの固有振動数を異常に高く見積もってしまう。ここで、C2は角部を板厚相当のRでつなぎその部分を2分割したものである。C3は角部に板厚相当の大きさの要素を配したものである。一方、C1は縦横それぞれ等間隔に自動分割したものであり内面と外面では板厚の分長さが異なるため図に示したような分割となってしまう。なお、C2とC3の分割ではほぼ同じ解析結果が得られているのでこの程度のRに対しては詳細な形状定義は不要であろう。

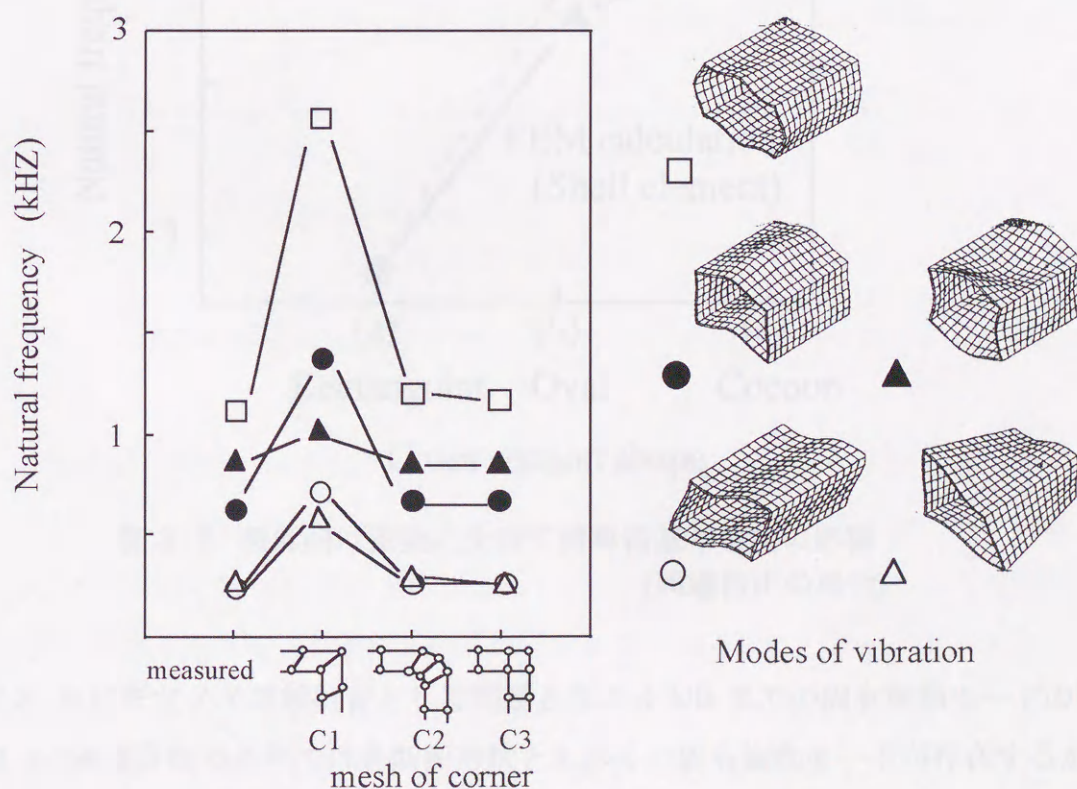


図3.4 ソリッド要素適用時の角部分割の解析精度に及ぼす影響



## 3.5 断面形状の振動特性に及ぼす影響

## 3.5.1 断面形状による固有振動数の特徴

図3.1の各断面形状のケースの両端自由の条件での面外曲げ振動モードの固有振動数を実験モード解析とシェル要素によるFEM計算それぞれから比較した結果を図3.5に示した。各断面形状のケースに対する固有振動数はFEM計算により良い精度で見積もられており、Rectangular→Oval→Cocoon形状の順で固有振動数が高くなっている。

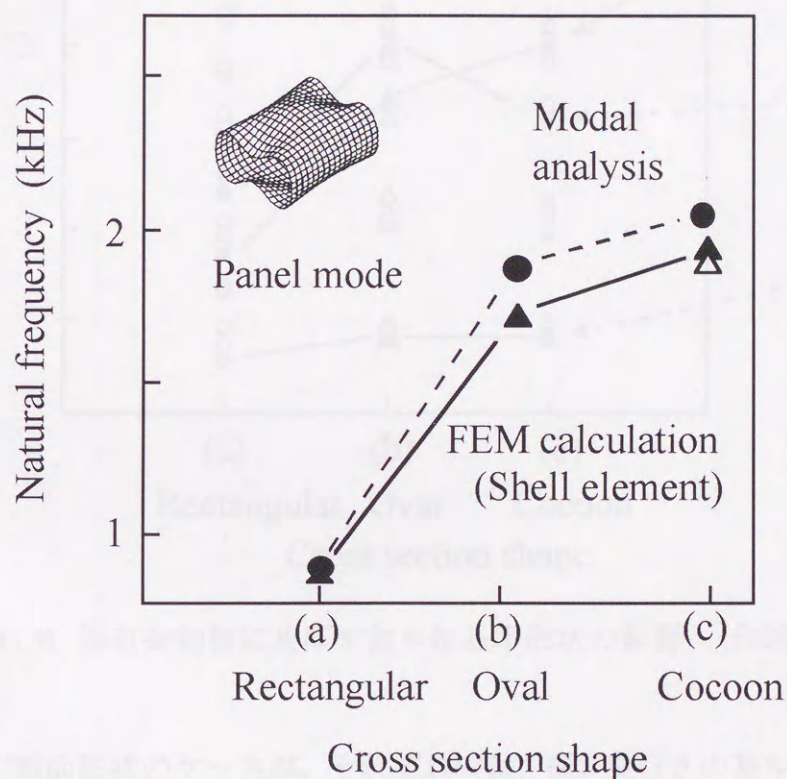


図3.5 面外曲げ振動に及ぼす歯車箱基本形状の影響  
(両端自由の場合)

また、図3.6にギヤノイズ放射音として問題となる4 kHzまでの固有振動モードの数を比較した。両端自由の条件では各断面形状とも多くの固有振動モードが存在するが、その数はRectangular→Oval→Cocoon形状の順で少なくなっている。これは図3.2の振動測定や図3.3の音圧レベルの測定結果とも良い対応を示している。ただし、両端自由の条件ではCocoon形状の凹部で潰れてしまうようなモードではOvalに対して固



有振動数を下げてしまう場合がある。その例を図3.6に併記した。

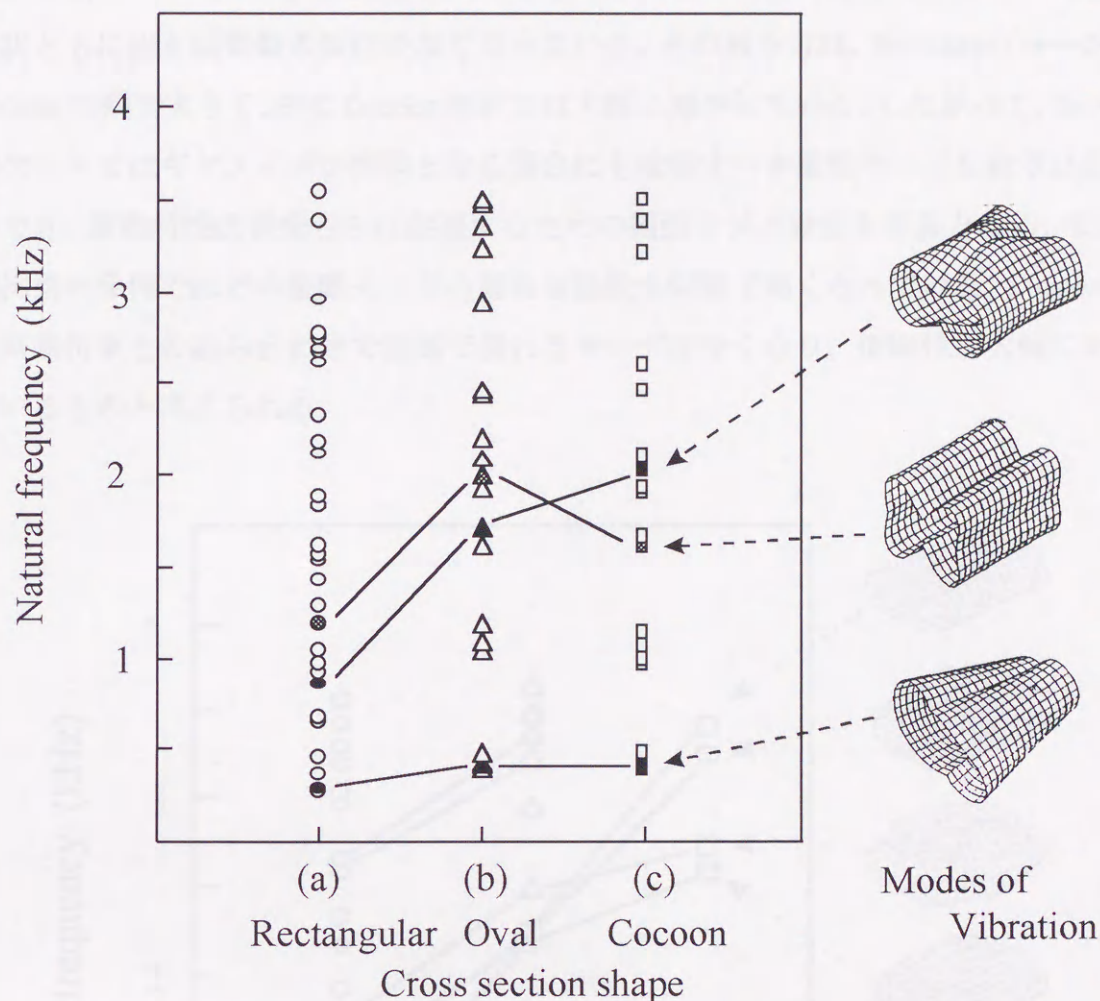


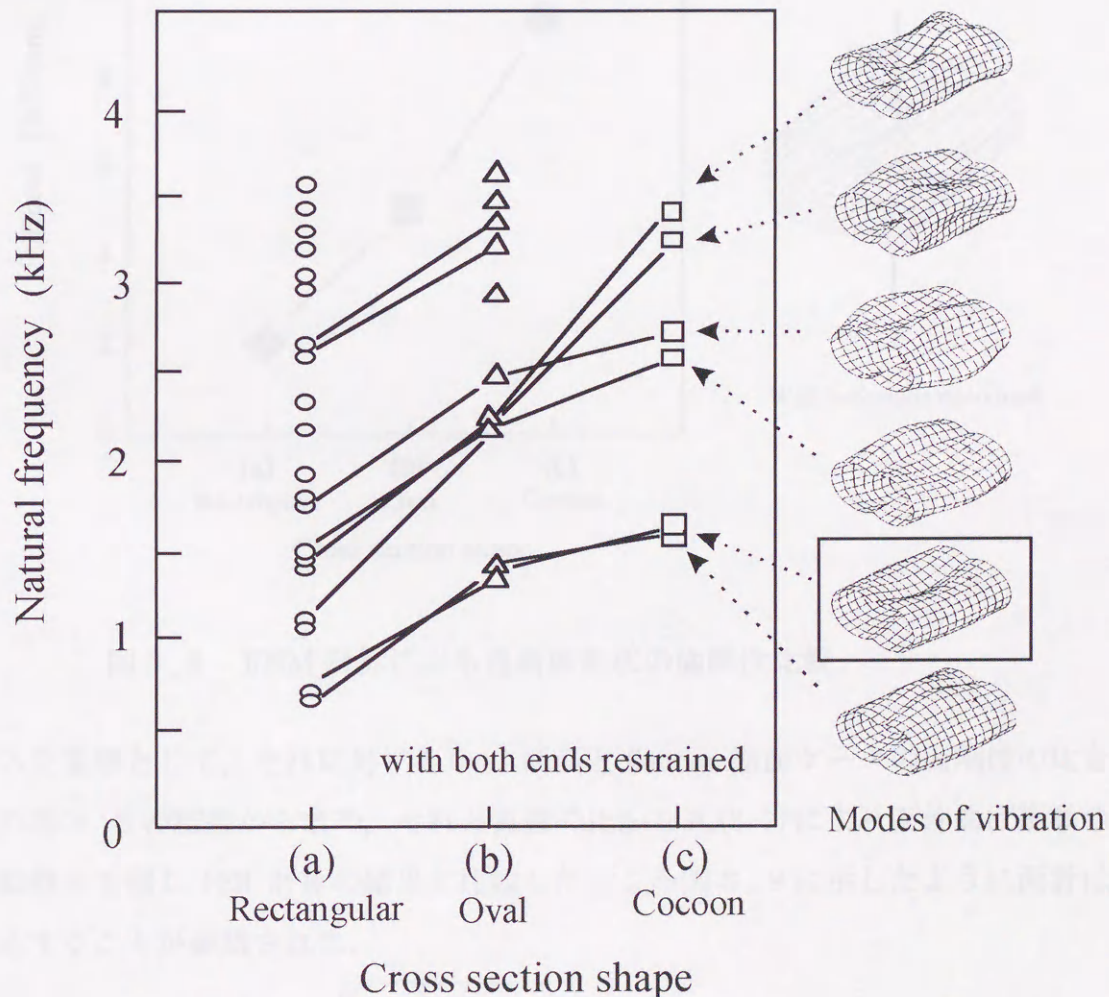
図3.6 固有振動数に及ぼす歯車箱基本形状の影響 (両端自由の場合)

図3.1の断面形状のケースは、それぞれの縦、横、奥行きの基本寸法を同一としている。したがって、それぞれの断面積には違いがある。例えば、Rectangular形状に比べてCocoon形状は20%程度断面積が小さい。そこで、この断面積の固有振動数に及ぼす影響を確認するため、Cocoon形状の半径を77.9mmとすることによりその断面積をRectangular形状と同等としたときの面外曲げ振動モードの固有振動数をFEM計算により求め、図3.5に△印で併記した。この結果より、断面積による差は小さいことがわかった。すなわち、ケース振動モードの特性は、少なくとも断面積の大きさではなく、断面の形状によって特徴づけられるものと思われる。

次に、支持条件を実機に近付ける目的でケース両端の開口部を拘束した場合の各断



面形状に対する固有振動モードの計算結果から 4 kHz までの周波数域に存在する固有振動数を図 3.7 に整理した. 両端を拘束することにより自由支持の場合と比べて各断面形状ともに固有振動数の数は少なくなっている. その減り方は, Rectangular→Oval→Cocoon の順で大きく, 特に Cocoon 形状では大幅に減少している. したがって, Cocoon 形状ケースではギヤノイズが問題となる場合にも改善すべき振動モードを絞り込むことができ, 振動特性改善をさらに促進するための補強リブの設定も容易となる. また, 両端拘束の条件ではどの振動モードの固有振動数も同順で高くなっている. Cocoon 形状は両端拘束との組み合わせで凹部で潰れるモードはなくなり, 面剛性が大幅に向上しているものと考えられる.





## 3.5.2 断面形状と面剛性

各断面形状のケースの面剛性を比較する目的で、両端固定の条件でケースの上下面中央にそれぞれ1 Nの集中荷重を加えたときの荷重点のたわみをFEM計算により求め、その逆数を面剛性として図3.8に比較した。Rectangular→Oval→Cocoonの順で面剛性が大きくなっており、図3.7の固有振動数の特徴とよく対応している。また、図3.7において四角で囲った面外曲げ振動のモードと図3.8に示した上下面中央に集中荷重が作用するときの変形とは類似の形状となっている。そこで、Rectangular断面

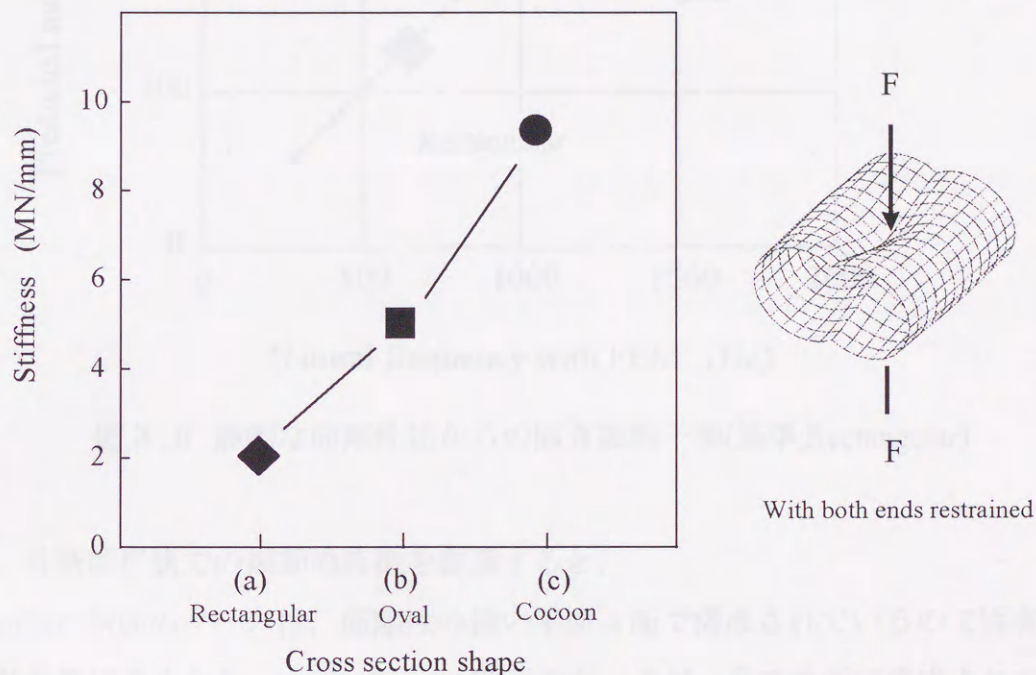


図3.8 FEM計算による各断面形状の面剛性比較

のケースを基準として、それに対するOval断面とCocoon断面ケースの面剛性の比をそれぞれ図3.8の結果から求め、それと質量の比から式(3-1)により面外曲げ振動の固有振動数を予測しFEM計算の結果と比較したところ図3.9に示したように両者は概ね対応することが確認された。

$$f_n = f_{n_{rect.}} \cdot \sqrt{\left(\frac{k}{k_{rect.}}\right) / \left(\frac{m}{m_{rect.}}\right)} \quad (3-1)$$

すなわち、静的な面剛性の比から面外曲げ振動の固有振動数を概略知ることができる



ことになる。

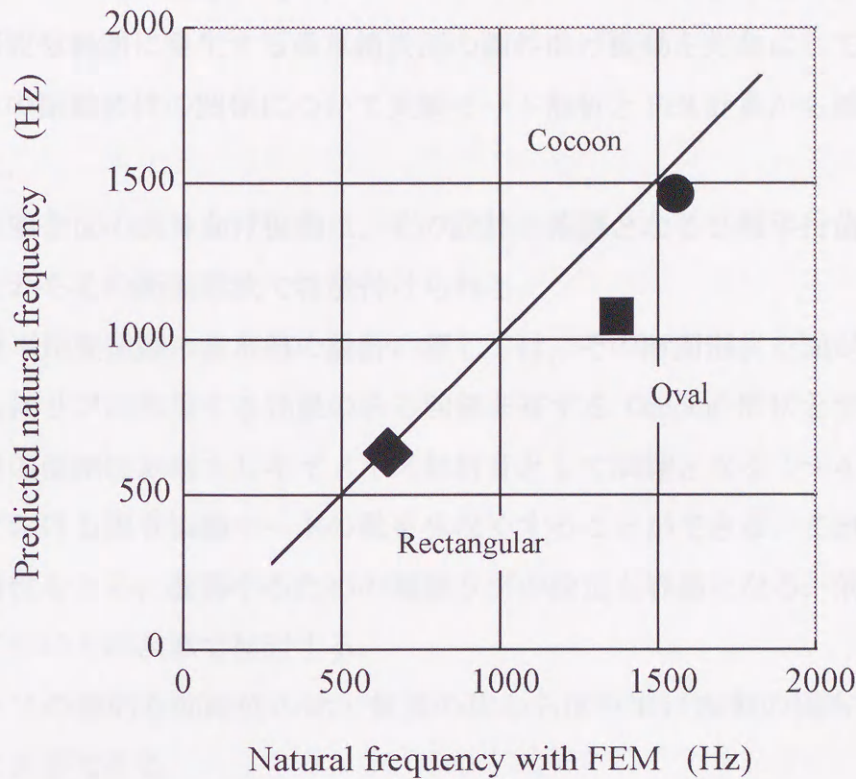


図 3.9 静的な面剛性比からの固有振動予測(基準:Rectangular)

以上、各断面形状での振動の特徴を整理すると、Rectangular 断面のケースは、面剛性の低い平面 4 面で構成されているので固有振動数の数が非常に多くなる。一方、Cocoon 断面のケースは、全て曲面で構成されていることと凹部も面剛性向上に寄与することから固有振動数は上昇し、ギヤノイズが問題となる周波数範囲での固有振動モードの数も少なくすることができる。Oval 断面のケースは一部平面も存在するが主に面剛性の高い曲面で構成されているので Cocoon 断面に近い振動特性を示す。

### 3.6 結 言

自動車用変速機の歯車箱において、ギヤノイズ素性の良い歯車箱とはギヤのかみあ



い周波数の範囲に存在する固有振動モードの数が極力少ないものであると考え、そのための設計手法の開発を目的に、本章ではギヤノイズ放射音として問題となる 1~4 kHz の周波数範囲に発生する歯車箱表面の面外曲げ振動を対象にして、歯車箱の基本形状とその振動特性の関係について実験モード解析と FEM 計算から検討し、以下の結論を得た。

- (1) 歯車箱表面の面外曲げ振動は、その設計の基礎となる 2 軸平行歯車列の包み方、すなわちその断面形状で特徴付けられる。
- (2) 自動車用変速機の歯車箱の設計に際しては、その断面形状を面が曲面で構成され、さらにリブに相当する効果のある凹部を有する Cocoon 形状とすることによりケースの面剛性が向上しギヤノイズ放射音として問題となる 1~4 kHz の周波数範囲における固有振動モードの数を少なくすることができる。これにより、その振動特性をさらに改善するための補強リブの設定も容易となる。効果的なリブ補強法については次章で検討する。
- (3) ケースの静的な面剛性の比と質量の比から面外曲げ振動の固有振動数を概略知ることができる。



## 第4章 リブ補強法とその効果予測

### 4.1 緒言

第3章では、歯車箱の基本形状としてその断面形状に着目し、それにより歯車箱の振動特性は基本的に特徴付けられることを示した。具体的には、歯車箱の断面形状を Cocoon 形状とすることにより面剛性の向上から箱表面に発生する各面外曲げ振動の固有振動数を高くすることができギヤノイズが問題となる周波数範囲に存在する固有振動モードの数を少なくできることを明らかにした。自動車用変速機のギヤノイズのように問題となる周波数範囲が  $1\sim 4\text{kHz}$  と幅広い場合にはその中に存在する固有振動モードの数を完全になくすことはできない。したがって、歯車箱断面形状の効果をさらに促進し、更なる面剛性向上から固有振動数の改善や振動低減を図るためのリブ補強も重要な課題となる。

近年、小型軽量化の目的から多くの機械装置は薄板構造となっており、そこにおいては剛性や制振性を高めるためにリブ補強が適用されることが多い。リブ補強法については系統的な設計法が確立しているとはいえず、設計者の経験やノウハウによることが少なくない。自動車用変速機の歯車箱に対するリブ補強についても、詳細な FEM モデルによる解析や実験モード解析などからリブ補強の必要な部位は特定されるようになってはきたが、リブの形状寸法の最適化は FEM 計算や実験による試行的な検討となっている<sup>(31)(33)</sup>。実際に設計するものの立場からすると設計効率向上のために FEM 計算や実験モード解析によらずその効果を設計段階で概略予測できるようにしたい。リブ配置の最適化手法の試みとして、井上らは、遺伝的アルゴリズム(GA)を用いた最適リブ配置の研究を系統的<sup>(42)~(45)</sup>に行っているが、その研究は緒に就いたところで計算時間、計算精度の面から実用化までにはまだ時間がかかるものと思われ、今後の研究に期待したい。

本章では、効果的なリブ補強を初期設計の段階で盛込むための設計指針を得ることを目的に、まず、リブ補強の固有振動数改善効果を実験モード解析と FEM 計算から検討し、リブは問題となる振動モードとの関連で配置することが重要であることを確認する。さらに、リブ寸法の効果を力学的見地から整理し、その効果をリブ付加による面剛性の変化率と重量の変化率の比から比較的簡便に見積もることのできる予測式



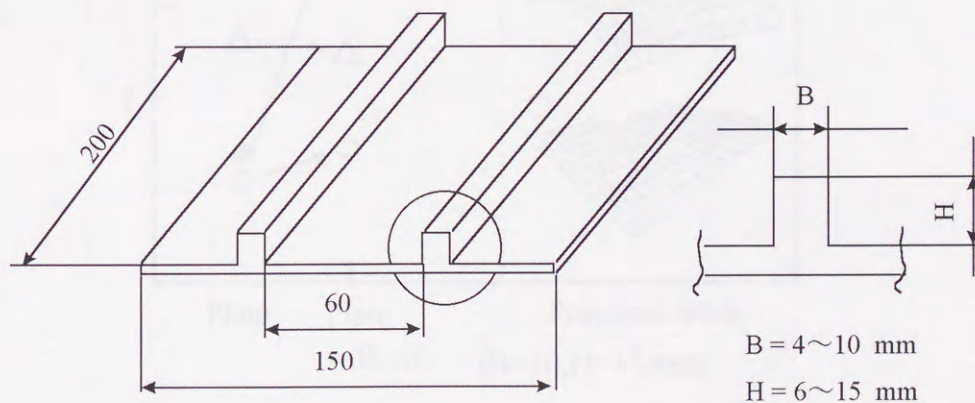
を提案する.

#### 4.2 周辺自由の平板に対するリブ補強

ここでは、FEM 計算によるリブの固有振動数改善効果の予測精度の検証と効果的なリブ配置の方向性を確認するため、単純な平板に対するリブ補強の効果について、実験における周辺の支持状態の影響を受けない周辺自由の条件で実験モーダル解析と FEM 計算を行い比較する. また、リブ補強の効果を振動モードとの関連で整理しその効果を簡便に見積もる予測法を示す.

##### 4.2.1 リブ補強の固有振動数改善効果

図 4.1 に本研究に用いたリブ補強平板の形状を示す. 200(長さ)×150(幅)×5(厚さ)の平板にその長さ方向に 2 本のリブを平行に付けたリブ付き平板について、ゴム吊りの支持条件でインパルスハンマ加振による実験モーダル解析を行ない、各振動モードに対するリブの固有振動数改善効果を調べた. なお、リブ寸法の詳細は表 4.1 に示した.



A : Cross sectional area    Thickness = 5 mm  
 Material : Aluminum alloy ( JIS A1050 )  
 Young's modulus = 70.3 GN/m<sup>2</sup>    Density = 2.7 g/cm<sup>3</sup>

図 4.1 リブ付き平板の形状

10(幅)×15(高さ)のリブについて各振動モードに対する固有振動数の改善効果を図



4.2に整理した. リブを付加することにより固有振動数が上昇するモードと逆に低下するモードが認められた. 固有振動数が上がるモードでは, リブがモードの腹に直交しており(図4.2, ●印), 逆に下がるモードでは, リブがモードの腹と平行になっており(図4.2, □印), 定性的に言われているリブの効果を確認された. すなわち, 固有振動数の上昇を目的としたリブ補強は, まず問題となる振動モードを明らかにしてその腹に交差する位置にリブを配置することが重要である. このとき腹がリブと平行となる別のモードがあるとそのモードの固有振動数を低下させてしまう場合がある.

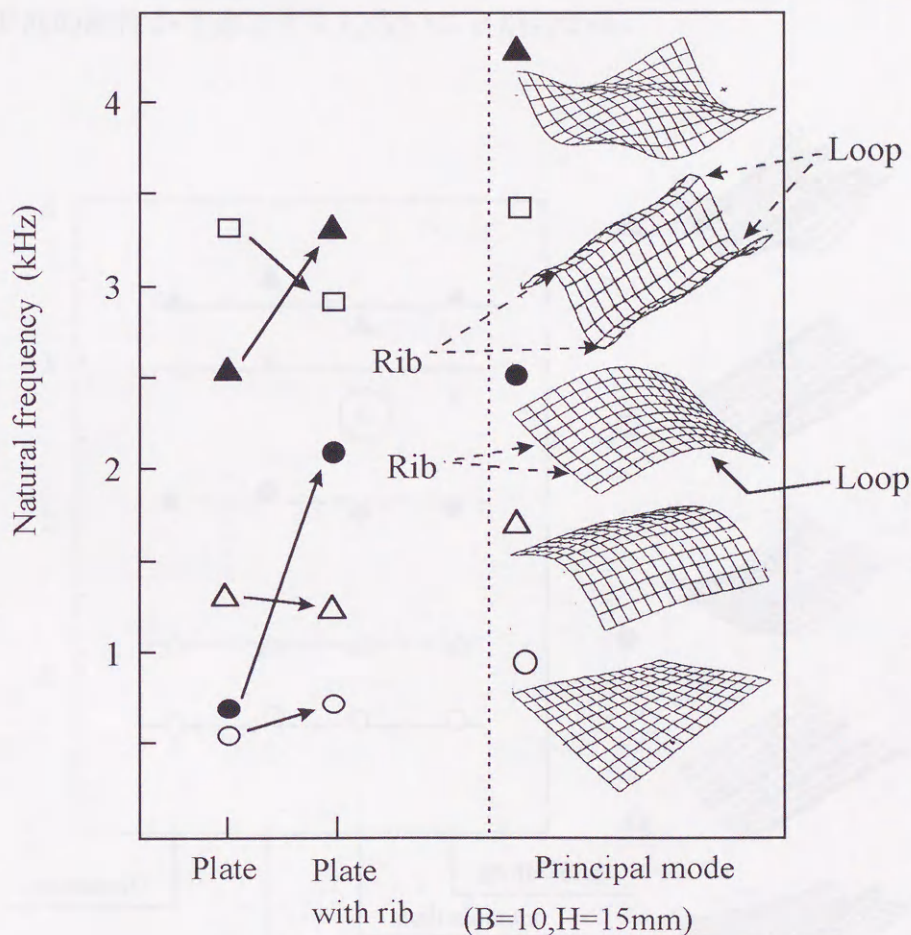


図4.2 リブ付加による固有振動数改善効果  
(周辺自由平板の場合)

#### 4.2.2 FEM 計算の解析精度

図4.2のリブ付加による固有振動数改善効果の実測結果とシェル要素およびソリ



ソリッド要素による FEM 計算の結果を図 4.3 に比較した。ソリッド要素では高次のモードまで実測値と良い対応をしてしている。一方、シェル要素においてもほぼ実測値と対応しているが一部で実測値よりも 10% 程度低く見積もってしまうモードが存在する(図中□印)。これは、このモードではモードの腹ラインとリブの位置が一致しており、実際にはリブの幅方向の剛性も影響するがシェル要素ではそれを考慮できないことが理由と考えられる。シェル要素がリブの幅方向の剛性を考慮できない様子を考察するため、幅の異なるリブに対するシェル要素での解析結果を図 4.4 に比較した。シェル要素による解析ではリブの幅の増加とともに実測値とのずれが大きくなっており、リブの幅方向の剛性が考慮できていないことがわかる。

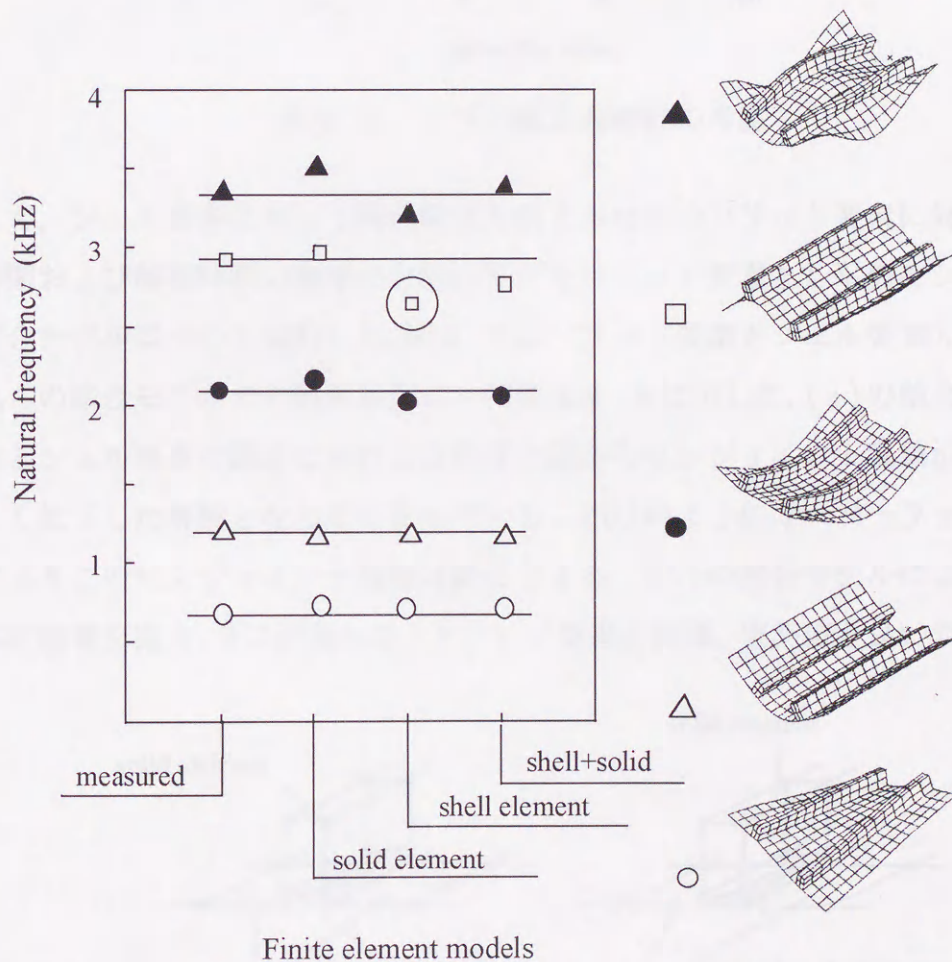


図 4.3 FEM 計算における適用要素によるリブ補強効果予測精度の比較



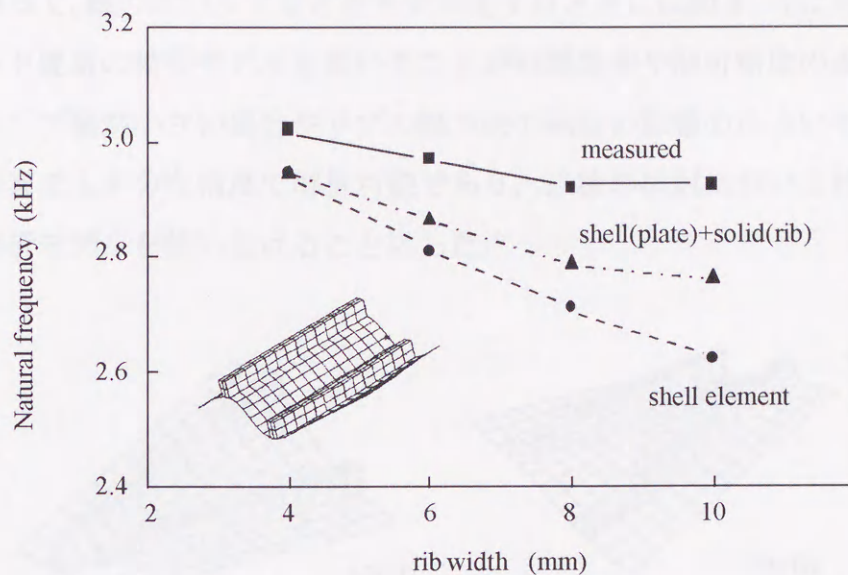


図4.4 リブの幅方向剛性の考慮

そこで、シェル要素に対して解析精度を向上させかつソリッド要素に対してモデル作成時間および解析時間の短縮を目的にリブをソリッド要素とし平板をシェル要素とした結合モデルについて検討した。図4.5にソリッド要素とシェル要素の結合例を示す。これらの結合モデルでの解析結果の一例を図4.6に示した。(a)の結合ではソリッド要素とシェル要素の節点における自由度の差からピンジョイント現象が生じ、剛性が著しく低下した解析となってしまう。(b)のようにオーバーラップ結合することによりこのピンジョイント現象は防止できる。(b)の結合モデルによる他のモードの解析結果を図4.3に併記した。ソリッド要素と同様、実測値と良い対応を示してい

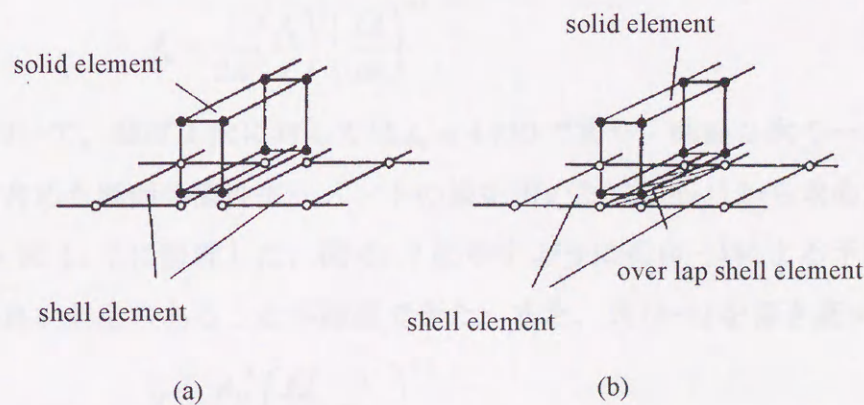


図4.5 シェル要素とソリッド要素の結合方法



る。また、図4.4のリブ幅の効果に対しても予測精度が向上していることがわかる。したがって、幅の広いリブなどをモデル化するときには図4.5に示したシェル要素とソリッド要素の結合モデルを用いることが時間効率や解析精度の面から有効となる。なお、リブ幅が小さい場合やリブの幅方向の剛性の影響の小さいモードに対してはシェル要素でも十分な精度で解析可能であり、以後の検討においては、検討対象にあわせて解析モデルを使い分けることにした。

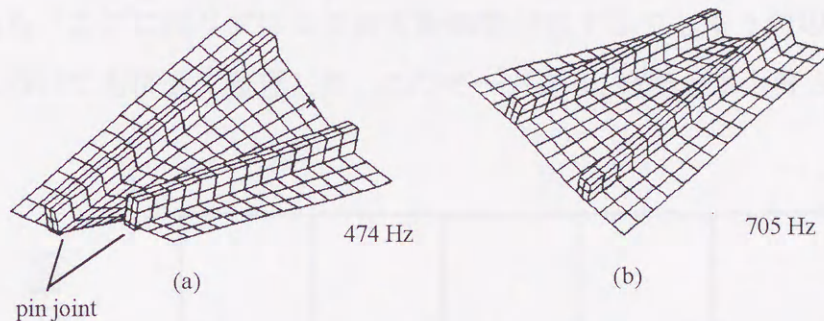


図4.6 要素結合方法の解析精度に及ぼす影響  
(実測値 ; 673Hz)

#### 4.2.3 リブ補強の効果予測

図4.2の振動モードの内、リブ付加による固有振動数向上効果の認められた板の長辺方向曲げ1次モードについてその特徴を見てみると両端自由はりの曲げ1次のモードと類似の振動をしている。このモードをここでは(1,0)モードと呼ぶことにする。試みにリブ寸法による(1,0)モードの固有振動数の改善効果を両端自由はりの固有振動数の予測式で整理してみた。両端自由はりの固有振動数は次式で与えられる。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{\lambda_1}{\ell} \right)^2 \left( \frac{EI}{\rho A} \right)^{0.5} \quad (4-1)$$

式(4-1)において、曲げ1次に対しては $\lambda_1 = 4.730$ であり、断面2次モーメント $I$ としてはリブも含めた断面の慣性モーメントの値を用いた。式(4-1)から求めた固有振動数を表4.1と図4.7に整理した。図4.7に示すように式(4-1)による予測値と実測値には比較的良い対応のあることが確認できた。また、式(4-1)を書き直すと

$$f_n = \frac{\lambda_1^2}{2\pi} \left( \frac{EI}{\ell^3} \cdot \frac{1}{\rho A} \right)^{0.5} \quad (4-2)$$



$$\frac{EI}{\ell^3} = k \text{ (剛性)} , \quad \rho A \ell = m \text{ (質量)} \quad (4-3)$$

$$f_n = \frac{\lambda_1^2}{2\pi} \left( \frac{k}{m} \right)^{0.5} \quad (4-4)$$

となる。したがって、式(4-3)により平板に対する剛性の変化率と質量の変化率を求めその比を比較することによりリブ補強の固有振動数改善の寄与を知ることができる。

図4.8は、その比を横軸にとって図4.7の固有振動数の測定結果を整理し直したものである。ここにはリブにより固有振動数が低下してしまう短辺方向の曲げ2次のモードについても併せて整理した。このモードを(0,2)モードと呼ぶことにする。この場

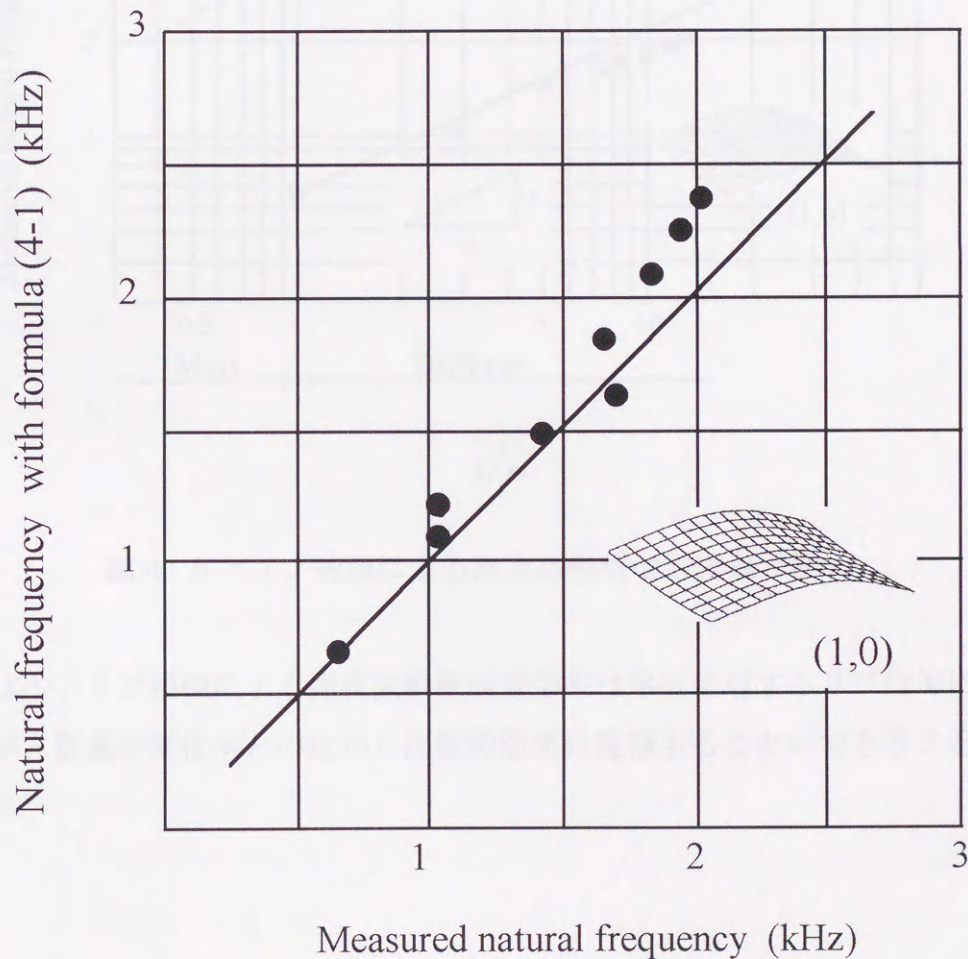


図4.7 リブ補強による(1,0)モードの固有振動数改善効果予測



合には、短辺方向の曲げに関する断面にはリブは含まれないのでリブ付加による剛性の変化はないものとした。図4.8の横軸において1より大きい領域は剛性向上の寄与が大きく、1以下の領域は質量増加の寄与が大きいことを示す。したがって、リブがモードの腹に直交する(1,0)モードでは剛性寄与として、またリブがモードの腹と平行となる(0,2)モードでは質量増加として作用することを示している。なお、図4.8の詳細は表4.2に整理した。

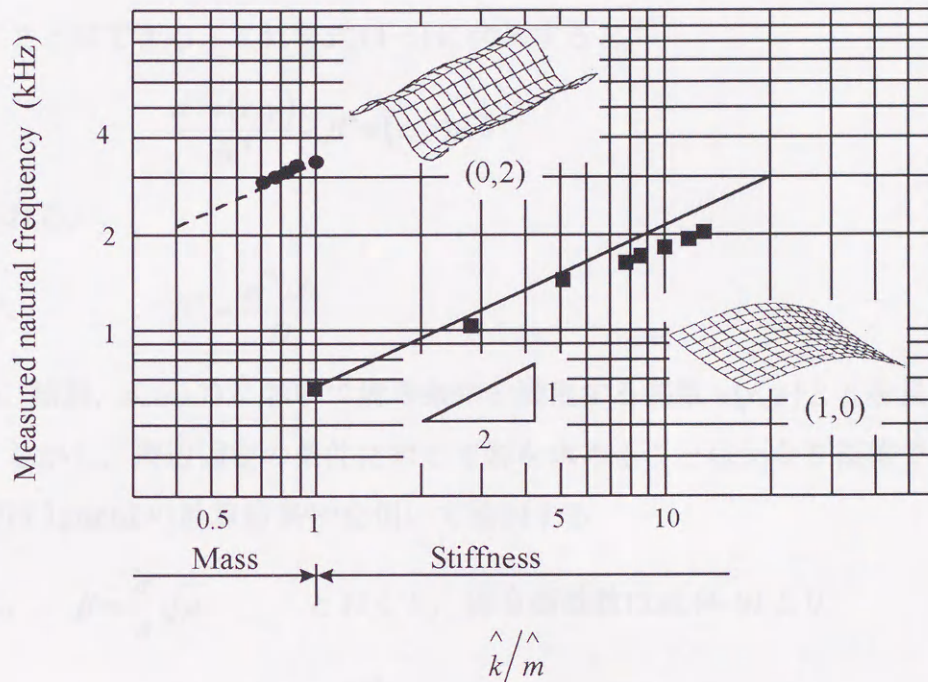


図4.8 リブ補強による固有振動数改善効果予測

以上より、リブ補強による固有振動数改善効果は平板に対するリブ付加による剛性の変化率と質量の変化率との比から比較的簡便に見積もることのできる事がわかった。

### 4.3 周辺固定平板に対するリブ補強

#### 4.3.1 周辺固定平板の振動

実際問題として比較的重要なのは周辺固定の条件での板の振動とそれに対するリ



ブ補強の効果を知ることである。ここでは、まず周辺固定平板の振動の特徴について力学的見地から考察を加える。平板の振動を力学的にまともに解こうとすると薄板平板の自由振動を表す微分方程式

$$D\left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}\right) + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (4-5)$$

を満たす解  $w = w(x, y, t)$  を求めることになる。ここで基準振動においては

$$w = w(x, y)(A \cos \omega t + B \sin \omega t) \quad (4-6)$$

と表すことができる。これを式(4-5)に代入すると

$$\frac{d^4 w(x, y)}{dx^4} - \beta^4 w(x, y) = 0 \quad (4-7)$$

が得られる。

$$\text{ここで,} \quad \beta^4 = \frac{\omega^2 \rho h}{D} \quad (4-8)$$

である。結局、式(4-7)において境界条件を満足する関数  $w(x, y)$  と  $\beta$  を見出すことに帰する。しかし、周辺固定の条件に対して解を求めることはかなり複雑で面倒なので、ここでは Iguchi の計算結果<sup>(53)</sup>を用いて検討する。

便宜上、 $\beta = \frac{\pi}{a} \sqrt{\mu}$  とおくと、固有振動数は式(4-8)より

$$f_n = \frac{\pi \mu}{2a^2} \left( \frac{D}{\rho h} \right)^{0.5} \quad (4-9)$$

で与えられる。周辺固定の場合の最低次(1, 1)モードの固有振動数に対する  $\mu$  の値が板の縦横比をパラメータとして整理されている<sup>(53)</sup>。表4.3に示した数種類の大きさの平板について、式(4-9)により求めた(1, 1)モードの固有振動数と FEM 計算により求めた固有振動数とを図4.9に比較し、両者により対応を確認した。したがって、さらに表4.3に示す数種類の大きさの板について式(4-9)により(1, 1)モードの固有振動数を計算し、以下の検討に用いた。

#### 4.3.2 平板振動の不静定はりの問題へのモデル化

周辺固定平板の(1, 1)モードは、板中央に集中荷重を加えた場合の変形と類似となっている。そこで、この(1, 1)モードの面剛性について、周辺固定平板の中央に集中



荷重  $P$  が作用する場合を図 4.10 に示すように板の短辺方向と長辺方向の 2 つの両端固定はりで荷重を分担する不静定はりの問題にモデル化して考えてみる。

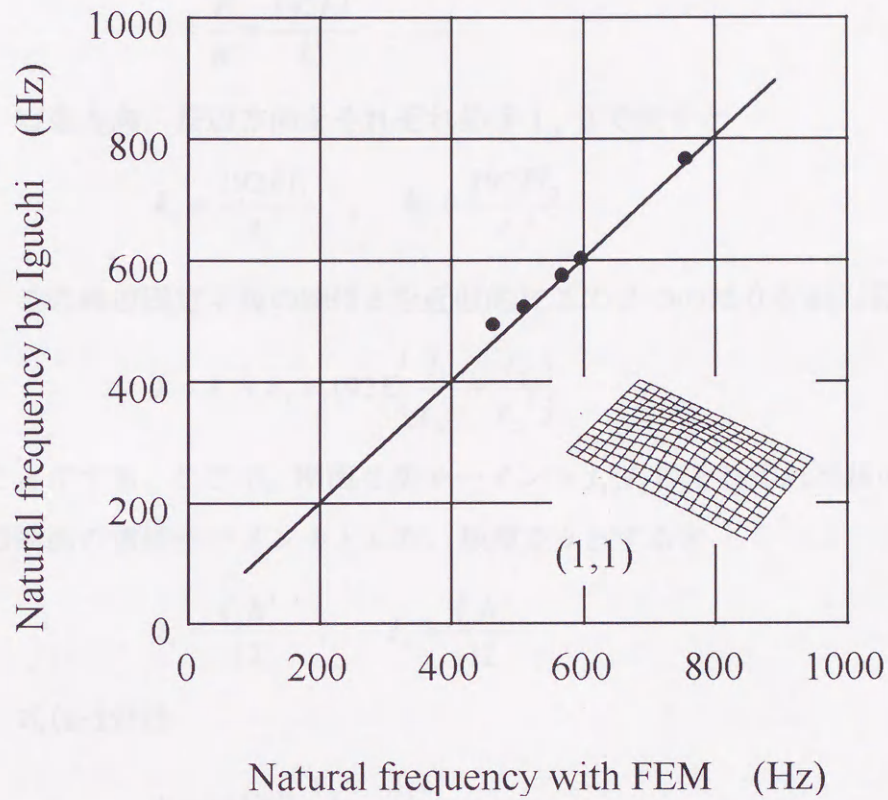


図 4.9 周辺固定平板の最低次の固有振動数に対する Iguchi の計算と FEM 計算の比較

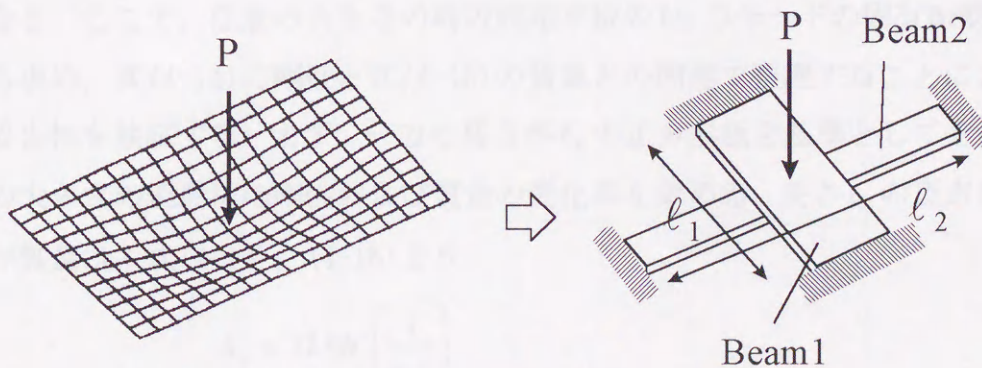


図 4.10 周辺固定平板の不静定はり問題へのモデル化

中央に集中荷重が作用する両端固定はりのたわみは



$$w = \frac{P\ell^3}{192EI} \quad (4-10)$$

であり，このはりの剛性 $k$ は

$$k = \frac{P}{w} = \frac{192EI}{\ell^3} \quad (4-11)$$

となる．短辺方向，長辺方向をそれぞれ添字1, 2で表すと

$$k_1 = \frac{192EI_1}{\ell_1^3}, \quad k_2 = \frac{192EI_2}{\ell_2^3}$$

であり，この周辺固定平板の剛性 $k$ を近似的にこの2つのはりを組み合わせて

$$k = k_1 + k_2 = 192E \left( \frac{I_1}{\ell_1^3} + \frac{I_2}{\ell_2^3} \right) \quad (4-12)$$

で表すことにする．ここで，断面2次モーメント $I_1, I_2$ はそれぞれ平板の短辺方向，長辺方向の断面の慣性モーメントとした．板厚を $h$ とすると

$$I_1 = \frac{\ell_2 h^3}{12}, \quad I_2 = \frac{\ell_1 h^3}{12} \quad (4-13)$$

であり，式(4-12)は

$$k = 16Eh^3 \left( \frac{\ell_2}{\ell_1^3} + \frac{\ell_1}{\ell_2^3} \right) \quad (4-14)$$

と書き直される．一方，この平板の質量は

$$m = \rho \ell_1 \ell_2 h \quad (4-15)$$

となる．ここで，任意の大きさの周辺固定平板の(1, 1)モードの固有振動数を式(4-9)から求め，式(4-14)の剛性と式(4-15)の質量との関連で整理することにより本モデルの妥当性を検証する．まず，一辺の長さが $\ell_0$ の正方形板を基準としてそれに対する任意の大きさの矩形板の剛性および質量の変化率を求める．長さ $\ell_0$ の正方形板の剛性および質量は，式(4-14)，(4-15)より

$$k_0 = 32Eh^3 \left( \frac{1}{\ell_0^2} \right) \quad (4-16)$$

$$m_0 = \rho \ell_0^2 h \quad (4-17)$$

となる．式(4-14)と式(4-16)から剛性の変化率 $k$ は



$$\hat{k} = \frac{k}{k_0} = \frac{\ell_0^2}{2} \left( \frac{\ell_2}{\ell_1^3} + \frac{\ell_1}{\ell_2^3} \right) \quad (4-18)$$

となり，式(4-15)と式(4-17)から質量の変化率 $\hat{m}$ は

$$\hat{m} = \frac{m}{m_0} = \frac{\ell_1 \ell_2}{\ell_0^2} \quad (4-19)$$

となる．これらの変化率の比を取ると

$$\hat{k}/\hat{m} = \frac{1}{2} \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( 1 + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^{-4} \right) \quad (4-20)$$

となる．固有振動数は $\sqrt{k/m}$ に比例するから，基準とした長さ $\ell_0$ の正方形板の(1,1)モードの固有振動数を $f_{n0}$ とすると任意の大きさの矩形板の固有振動数 $f_n$ は

$$f_n = f_{n0} \sqrt{\hat{k}/\hat{m}} \quad (4-21)$$

として求めることができる．表4.3において，一辺が220mmの正方形鉄板を基準として縦横比が1～3の数種類の任意の大きさの矩形板の(1,1)モードの固有振動数を式(4-21)より計算して式(4-9)によるIguchiの計算結果と比較した結果を図4.11に示した．両者には非常に良い一致が見られた．よって，周辺固定平板の面剛性を板の短辺方向と長辺方向の2つの両端固定はりの組み合わせとした不静定はりの問題にモデル化して考えたことは妥当であると判断される．

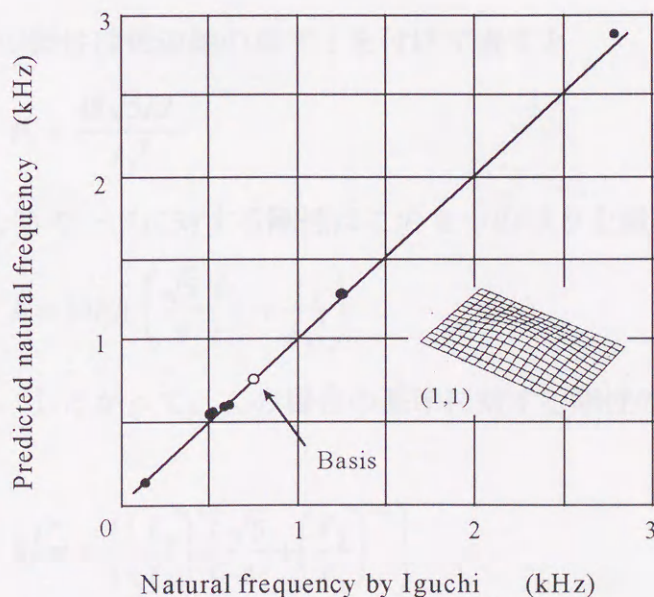


図4.11 不静定はりの問題へのモデル化の検証 [(1,1)モード]



同様の考え方で他の振動モードの固有振動数の予測を試みた。(2, 1)モードは短辺方向に1次, 長辺方向に2次の変形をしているが長辺中央で切ると2つの同じ(1, 1)モード近い振動モードに分けることができる(図4.12(a)). そこでこの1/2の部分に対して2本のはりを組み合わせた不静定はりの問題へのモデル化を考える. この場合, もとの短辺方向では両端固定はりとなるが, 1/2とした方向では一端固定で他端はモーメントの拘束がないので支持と考えることができる.

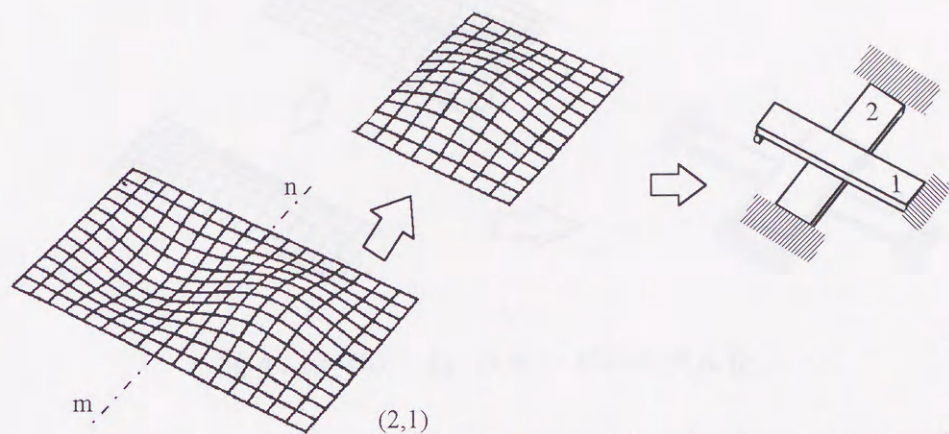


図4.12 (a) (2, 1)モードのモデル化

一端固定で他端支持のはりが中央に集中荷重を受ける場合の最大たわみは

$$w = \frac{P\ell^3}{48\sqrt{5}EI} \quad (4-22)$$

であり, このはりの剛性は短辺側の添字1を付けて表すと

$$k_1 = \frac{48\sqrt{5}EI_1}{\ell_1^3} \quad (4-23)$$

となる. よって(2, 1)モードに対する剛性はこの2つのはりを組み合わせて近似的に

$$k = 16Eh^3 \left( \frac{\sqrt{5}}{4} \frac{\ell_2}{\ell_1^3} + \frac{\ell_1}{\ell_2^3} \right) \quad (4-24)$$

で表すことにする. したがって, この場合の基準に対する剛性の変化率と質量の変化率の比は

$$\frac{\hat{k}}{\hat{m}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( \frac{\sqrt{5}}{4} + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^{-4} \right) \quad (4-25)$$

と表すことができる. ここで $\ell_1$ をもとの平板の長辺の1/2,  $\ell_2$ を短辺の長さとし式



(4-25) を式 (4-21) に代入すれば (2, 1) モードの固有振動数が求まることになる。  
 短辺方向に 2 次, 長辺方向に 1 次の変形をしている (1, 2) モードについても, はり 1, はり 2 を図 4.12(b) のように定義すれば式 (4-25) から同様に固有振動数を求めることができる。

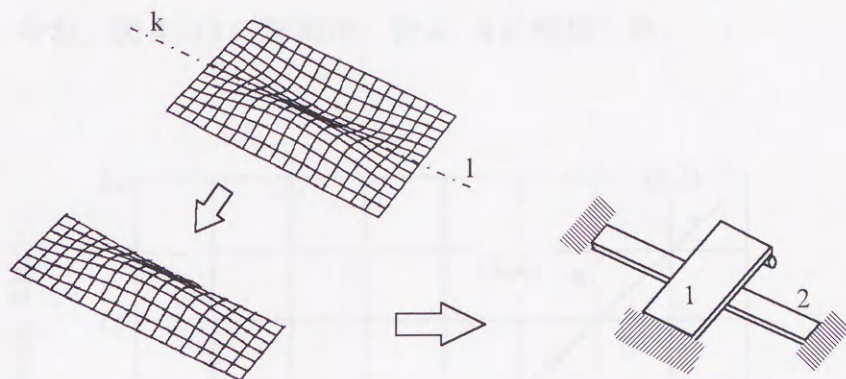


図 4.12 (b) (1, 2) モードのモデル化

また短辺方向にも長辺方向にも 2 次の変形をしている (2, 2) については, 短辺, 長辺をそれぞれ 1/2 にした 1/4 の部分について見るとやはり (1, 1) モードに近い変形となっている (図 4.12(c)). そこでこの部分に対しても 2 本の不静定はりの問題へのモデル化を考える. この場合, はりは 2 本とも一端固定, 他端支持と考えることができる. よ

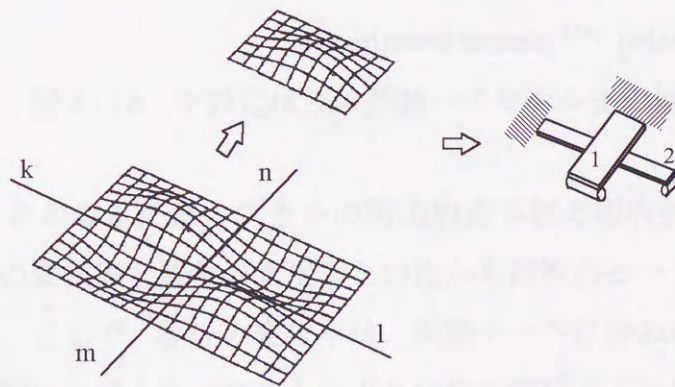


図 4.12 (c) (2, 2) モードのモデル化

って, この場合の基準に対する剛性変化率と質量変化率の比は

$$\frac{\hat{k}}{\hat{m}} = \frac{\sqrt{5}}{8} \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( 1 + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^{-4} \right) \quad (4-26)$$



と表すことができる。ここで $l_1$ をもとの平板の短辺の $1/2$ 、 $l_2$ を長辺の $1/2$ とし式(4-26)を式(4-21)に代入すれば(2,2)モードの固有振動数が求まることになる。以上の検討を検証するため、加藤らが文献(34)示した周辺固定平板の各モードの固有振動数を上述の方法により求めた固有振動数で整理した結果を図4.13に示した。本方法で求めた(2,2)モードまでの各モードの固有振動数は加藤らの実測結果<sup>(34)</sup>と非常に良い一致を見た。なお、図4.13の詳細は、表4.4に整理した。

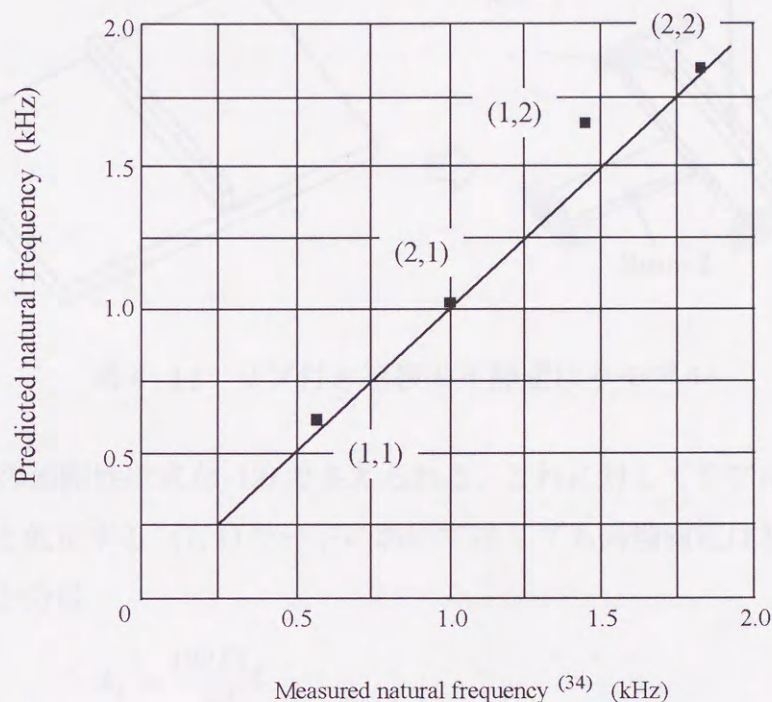


図4.13 不静定はりの問題へのモデル化の検証 [高次モード]

以上をまとめると任意の大きさの周辺固定平板の固有振動数は基準となる平板に対する剛性の変化率と質量の変化率との比から高次のモードまで比較的正確に知ることができる。ここで、剛性の変化率は、振動モードに合わせた支持条件の2本のはりの不静定問題にモデル化することにより比較的精度よく近似的に求めることができる。

#### 4.3.3 周辺固定平板に対するリブ補強の効果予測

前節において、周辺固定平板の振動を短辺および長辺の各方向に振動モードに対応した支持条件のはりを配した不静定はりの問題へモデル化することの妥当性を示した。



本節では同じ考え方をリブを配した平板に適用し、リブによる固有振動数改善効果を比較的簡便に予測する方法を導く。

ここでは、前節の周辺固定平板に対し長辺方向中央に直角に1本のリブを配した場合について、リブがモードの腹に交差する(1,1)モードと(1,2)モードの固有振動数の変化について検討する。このリブ付き平板についても図4.14に示すような不静定はりによるモデル化を考える。

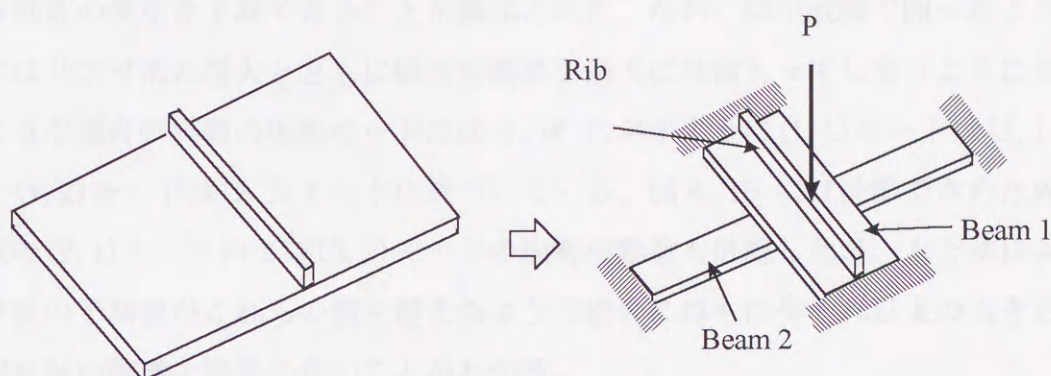


図4.14 リブ付き平板の不静定はりモデル

平板部分の面剛性は式(4-12)で与えられる。これに対してリブによる剛性向上分が加わるものと仮定する。(1,1)モードにおいてはリブも両端固定はりと考えるとリブによる剛性向上分は

$$k_R = \frac{192EI_R}{\ell_1^3} \quad (4-27)$$

となる。よって、リブも含めた面剛性は

$$k = k_1 + k_2 + k_R = 192E \left( \frac{I_1}{\ell_1^3} + \frac{I_2}{\ell_2^3} + \frac{I_R}{\ell_1^3} \right) \quad (4-28)$$

となると仮定する。ここで、リブの断面2次モーメント $I_R$ は、リブの高さを平板の厚さも含めたものとして求める。よって、はり1の幅はリブ幅の分小さくする。

一方、(1,2)モードでは図4.12(b)において短辺方向のはり1は一端固定他端支持でありその上に配されるリブも同一の支持条件のはりと考えるとリブも含めた面剛性は

$$k = k_1 + k_2 + k_R = 48E \left( \frac{\sqrt{5}I_1}{\ell_1^3} + \frac{4I_2}{\ell_2^3} + \frac{\sqrt{5}I_R}{\ell_1^3} \right) \quad (4-29)$$



となる。したがって、式(4-28)あるいは(4-29)と式(4-12)の比からリブによる剛性変化率を求め、リブを含めた平板の質量と平板のみの質量の比から質量の変化率を求めると式(4-21)と同様にしてリブを付加した場合の固有振動数が求まることになる。これらの検討を検証するため加藤らが  $300 \times 220 \times 4.2$  の周辺固定鉄板に対して示したリブ寸法の効果<sup>(34)</sup>を本方法により整理し、その結果を表4.5、表4.6および図4.15に比較した。(1,1)、(1,2)のいずれのモードに対しても本方法により概ねリブによる固有振動数の変化を予測できることが確認された。なお、図中破線で囲ったように本方法ではリブ寸法の増大とともに固有振動数を過大に見積もってしまうようになるが、そのような場合の実際の振動モードは図4.16に示すように(1,1)モードは(2,1)モードに、(1,2)モードは(2,2)モードに近づいている。図4.15には前節で求めた周辺固定平板の(2,1)モードおよび(2,2)モードの固有振動数も併記したが、本方法による固有振動数の予測値がこれらの値を越えるような場合にはもはやそれ以上の大きさのリブは固有振動数増大効果のないことがわかる。

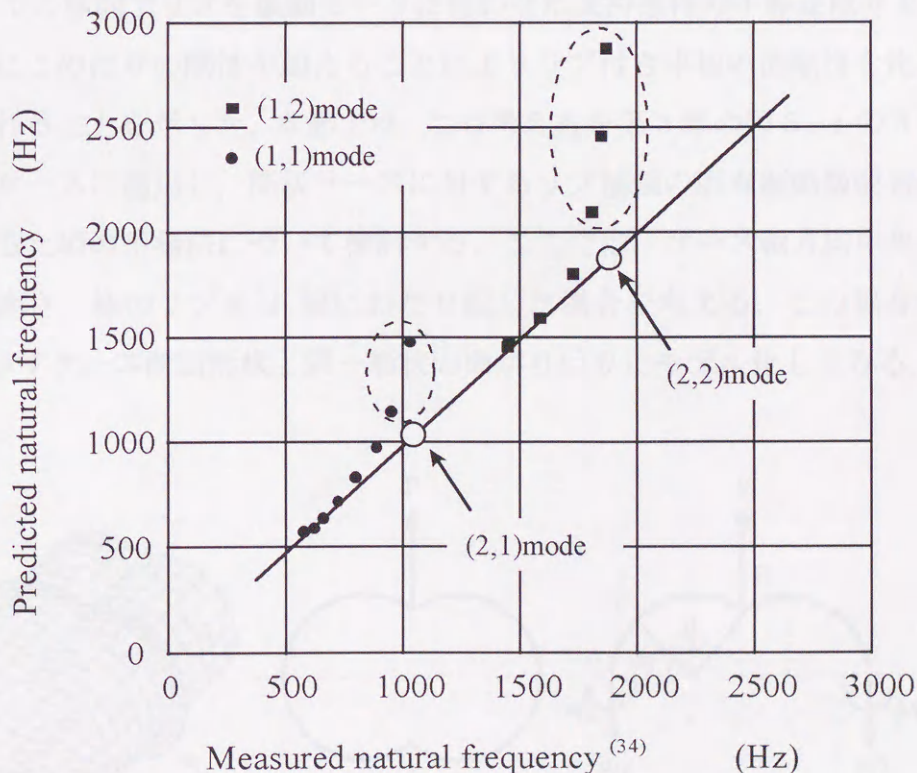


図4.15 周辺固定平板に対するリブ補強効果の予測



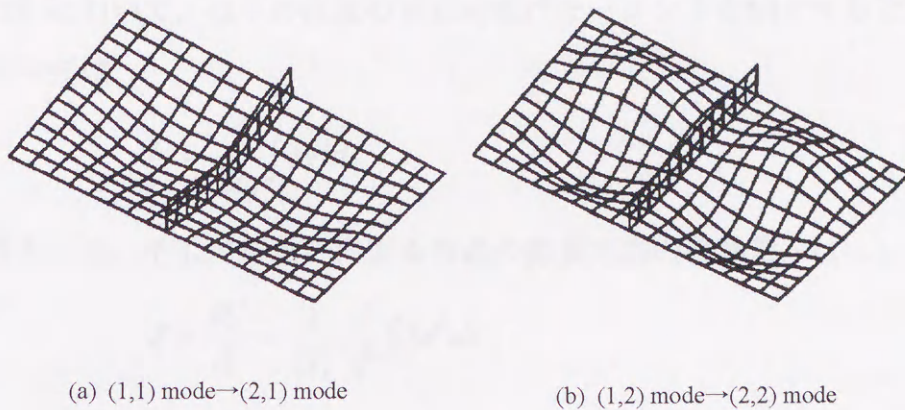


図4.16 リブ付加による振動モードの変化

#### 4.4 筒状ケースに対するリブ補強

前節までの検討でリブを振動モードに合わせた支持条件の不静定はりと考え、平板の面剛性にこのはりの剛性を加えることによりリブ付き平板の面剛性を比較的精度よく見積もれることを示した。本節では、この考え方を第3章の図3.1の3つの断面形状の筒状ケースに適用し、筒状ケースに対するリブ補強の固有振動数改善効果を簡便に見積もるための予測法について検討する。ここでは、ケース軸方向中央に断面形状に沿って高さ一様のリブを1周にわたり配した場合を考える。この場合のリブを図4.17に示すケース断面形状と同一形状の曲がりはりにモデル化してみる。

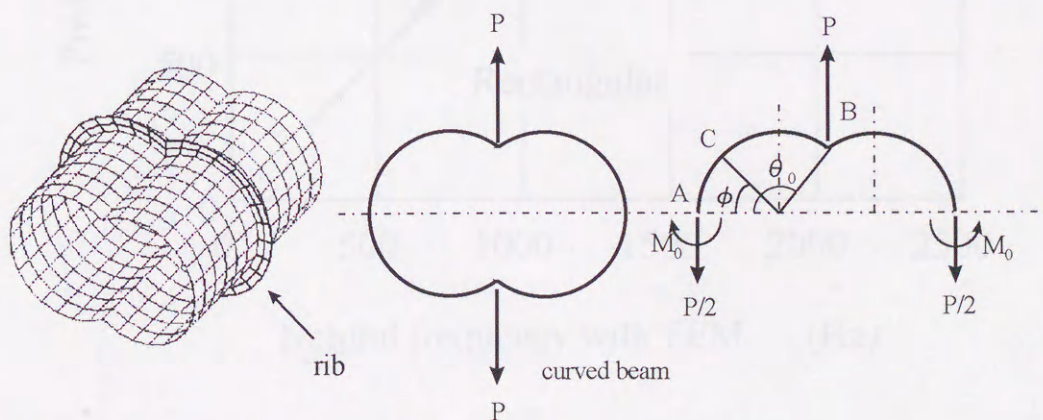


図4.17 筒状ケースに対するリブのモデル化



曲がりはりの剛性はカスティリアノの定理を用いてたわみを計算することから求める。図4.17において、はりの任意の点Cの曲げモーメントをMとするとはりの上半分の歪エネルギーは

$$U = \frac{1}{EI_R} \int_s M^2 ds \quad (4-30)$$

から得られる。そして荷重PによるB点の荷重方向の移動量 $\delta$ は

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{1}{EI_R} \frac{\partial}{\partial P} \int_s M^2 ds \quad (4-31)$$

として求めることができる。よって、このリブの剛性 $k_R$ は

$$k_R = \frac{P}{\delta} = PEI_R \left/ \frac{\partial}{\partial P} \int_s M^2 ds \right. \quad (4-32)$$

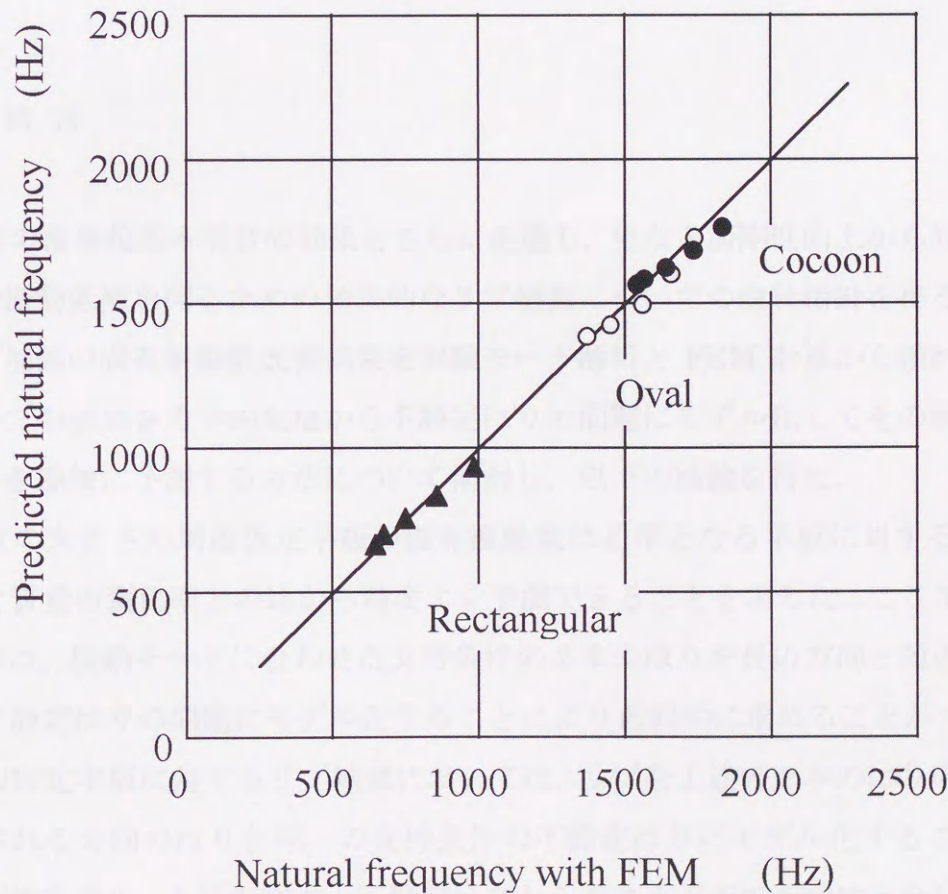


図4.18 筒状ケースに対するリブ補強効果の予測  
(面外曲げ振動)



と表される．ここにおいても，リブの横断面の慣性モーメント  $I_R$  は，リブの高さをケースの肉厚も含めたものとして計算する．

図3.1の各断面形状の曲がりはりに対する式(4-31)の解の詳細は付録に記した．

各断面形状のケースの両端拘束の条件での面外曲げ振動（図3.7の□で囲ったモード）の固有振動数に対するリブ補強の効果について，式(4-32)により求めた各リブの剛性を図3.8の各断面形状のケースの面剛性に加えた値をリブ補強された筒状ケースの面剛性と考え，幅4.2mm，高さ4～20mmの数種類のリブ付加に対して面剛性の変化率と質量の変化率との比から求めた固有振動数の変化とFEM計算の結果を図4.18に比較した．両者はよく一致しており，筒状ケースに対しても，リブをケースの断面形状と同一形状の曲がりはりにモデル化することによりその剛性を求め，リブ付加による剛性の変化率と質量の変化率との比から固有振動数の変化を簡便に精度よく見積もれることが明らかとなった．

#### 4.5 結 言

前章の歯車箱基本形状の効果をさらに促進し，更なる面剛性向上から固有振動数の改善や振動低減を図るための効果的なリブ補強についての設計指針を得ることを目的にリブ補強の固有振動数改善効果を実験モード解析とFEM計算から検討するとともに，リブの効果を力学的見地から不静定はりの問題にモデル化してその固有振動数改善効果を簡便に予測する方法について検討し，以下の結論を得た．

- (1)任意の大きさの周辺固定平板の固有振動数は基準となる平板に対する剛性の変化率と質量の変化率との比から精度よく予測できることを示した．ここで，剛性の変化率は，振動モードに合わせた支持条件の2本のはりを長辺方向と短辺方向に配した不静定はりの問題にモデル化することにより近似的に求めることができる．
- (2)周辺固定平板に対するリブ補強においては，リブを上述の2本のはりのうちリブが配される方向のはりと同一の支持条件の不静定はりにモデル化することによりその剛性を求め，上述の2本の不静定はりから求まる平板の面剛性と合わせてリブ付き平板の面剛性として，リブによる剛性の変化率と質量の変化率との比からリブを付加した場合の固有振動数を比較的精度よく予測できることを示した．



- (3)前章で検討した自動車用変速機の歯車箱のような筒状ケースに対しても上記考え方が適用できる。この場合、リブはケースの断面形状と同一の曲がりなりにモデル化することによりその剛性を比較的簡便に知ることができる。
- (4)固有振動数上昇を目的としたリブ補強は、まず問題となる振動モードを明らかにしその腹に交差する位置にリブを配置するのが効果的である。このとき、腹がリブと平行となる別のモードがあるとそのモードの固有振動数を低下させてしまうので注意を要する。

表4-1 リブ補強による固有振動数の変化

| 振動モード         | リブなし  | リブあり  | 変化率 (%) |
|---------------|-------|-------|---------|
| 1st bending   | 10.0  | 10.0  | 0.0     |
| 2nd bending   | 15.0  | 15.0  | 0.0     |
| 3rd bending   | 20.0  | 20.0  | 0.0     |
| 4th bending   | 25.0  | 25.0  | 0.0     |
| 5th bending   | 30.0  | 30.0  | 0.0     |
| 6th bending   | 35.0  | 35.0  | 0.0     |
| 7th bending   | 40.0  | 40.0  | 0.0     |
| 8th bending   | 45.0  | 45.0  | 0.0     |
| 9th bending   | 50.0  | 50.0  | 0.0     |
| 10th bending  | 55.0  | 55.0  | 0.0     |
| 11th bending  | 60.0  | 60.0  | 0.0     |
| 12th bending  | 65.0  | 65.0  | 0.0     |
| 13th bending  | 70.0  | 70.0  | 0.0     |
| 14th bending  | 75.0  | 75.0  | 0.0     |
| 15th bending  | 80.0  | 80.0  | 0.0     |
| 16th bending  | 85.0  | 85.0  | 0.0     |
| 17th bending  | 90.0  | 90.0  | 0.0     |
| 18th bending  | 95.0  | 95.0  | 0.0     |
| 19th bending  | 100.0 | 100.0 | 0.0     |
| 20th bending  | 105.0 | 105.0 | 0.0     |
| 21st bending  | 110.0 | 110.0 | 0.0     |
| 22nd bending  | 115.0 | 115.0 | 0.0     |
| 23rd bending  | 120.0 | 120.0 | 0.0     |
| 24th bending  | 125.0 | 125.0 | 0.0     |
| 25th bending  | 130.0 | 130.0 | 0.0     |
| 26th bending  | 135.0 | 135.0 | 0.0     |
| 27th bending  | 140.0 | 140.0 | 0.0     |
| 28th bending  | 145.0 | 145.0 | 0.0     |
| 29th bending  | 150.0 | 150.0 | 0.0     |
| 30th bending  | 155.0 | 155.0 | 0.0     |
| 31st bending  | 160.0 | 160.0 | 0.0     |
| 32nd bending  | 165.0 | 165.0 | 0.0     |
| 33rd bending  | 170.0 | 170.0 | 0.0     |
| 34th bending  | 175.0 | 175.0 | 0.0     |
| 35th bending  | 180.0 | 180.0 | 0.0     |
| 36th bending  | 185.0 | 185.0 | 0.0     |
| 37th bending  | 190.0 | 190.0 | 0.0     |
| 38th bending  | 195.0 | 195.0 | 0.0     |
| 39th bending  | 200.0 | 200.0 | 0.0     |
| 40th bending  | 205.0 | 205.0 | 0.0     |
| 41st bending  | 210.0 | 210.0 | 0.0     |
| 42nd bending  | 215.0 | 215.0 | 0.0     |
| 43rd bending  | 220.0 | 220.0 | 0.0     |
| 44th bending  | 225.0 | 225.0 | 0.0     |
| 45th bending  | 230.0 | 230.0 | 0.0     |
| 46th bending  | 235.0 | 235.0 | 0.0     |
| 47th bending  | 240.0 | 240.0 | 0.0     |
| 48th bending  | 245.0 | 245.0 | 0.0     |
| 49th bending  | 250.0 | 250.0 | 0.0     |
| 50th bending  | 255.0 | 255.0 | 0.0     |
| 51st bending  | 260.0 | 260.0 | 0.0     |
| 52nd bending  | 265.0 | 265.0 | 0.0     |
| 53rd bending  | 270.0 | 270.0 | 0.0     |
| 54th bending  | 275.0 | 275.0 | 0.0     |
| 55th bending  | 280.0 | 280.0 | 0.0     |
| 56th bending  | 285.0 | 285.0 | 0.0     |
| 57th bending  | 290.0 | 290.0 | 0.0     |
| 58th bending  | 295.0 | 295.0 | 0.0     |
| 59th bending  | 300.0 | 300.0 | 0.0     |
| 60th bending  | 305.0 | 305.0 | 0.0     |
| 61st bending  | 310.0 | 310.0 | 0.0     |
| 62nd bending  | 315.0 | 315.0 | 0.0     |
| 63rd bending  | 320.0 | 320.0 | 0.0     |
| 64th bending  | 325.0 | 325.0 | 0.0     |
| 65th bending  | 330.0 | 330.0 | 0.0     |
| 66th bending  | 335.0 | 335.0 | 0.0     |
| 67th bending  | 340.0 | 340.0 | 0.0     |
| 68th bending  | 345.0 | 345.0 | 0.0     |
| 69th bending  | 350.0 | 350.0 | 0.0     |
| 70th bending  | 355.0 | 355.0 | 0.0     |
| 71st bending  | 360.0 | 360.0 | 0.0     |
| 72nd bending  | 365.0 | 365.0 | 0.0     |
| 73rd bending  | 370.0 | 370.0 | 0.0     |
| 74th bending  | 375.0 | 375.0 | 0.0     |
| 75th bending  | 380.0 | 380.0 | 0.0     |
| 76th bending  | 385.0 | 385.0 | 0.0     |
| 77th bending  | 390.0 | 390.0 | 0.0     |
| 78th bending  | 395.0 | 395.0 | 0.0     |
| 79th bending  | 400.0 | 400.0 | 0.0     |
| 80th bending  | 405.0 | 405.0 | 0.0     |
| 81st bending  | 410.0 | 410.0 | 0.0     |
| 82nd bending  | 415.0 | 415.0 | 0.0     |
| 83rd bending  | 420.0 | 420.0 | 0.0     |
| 84th bending  | 425.0 | 425.0 | 0.0     |
| 85th bending  | 430.0 | 430.0 | 0.0     |
| 86th bending  | 435.0 | 435.0 | 0.0     |
| 87th bending  | 440.0 | 440.0 | 0.0     |
| 88th bending  | 445.0 | 445.0 | 0.0     |
| 89th bending  | 450.0 | 450.0 | 0.0     |
| 90th bending  | 455.0 | 455.0 | 0.0     |
| 91st bending  | 460.0 | 460.0 | 0.0     |
| 92nd bending  | 465.0 | 465.0 | 0.0     |
| 93rd bending  | 470.0 | 470.0 | 0.0     |
| 94th bending  | 475.0 | 475.0 | 0.0     |
| 95th bending  | 480.0 | 480.0 | 0.0     |
| 96th bending  | 485.0 | 485.0 | 0.0     |
| 97th bending  | 490.0 | 490.0 | 0.0     |
| 98th bending  | 495.0 | 495.0 | 0.0     |
| 99th bending  | 500.0 | 500.0 | 0.0     |
| 100th bending | 505.0 | 505.0 | 0.0     |





表 4.1 リブ補強による(1,1)モードの固有振動数改善効果予測

| rib dimension                              | 10×12     | 10×9      | 10×6      | 10×15     | 8×15      | 6×15      | 4×15      | plate1    | plate2    |
|--|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| length (mm)                                | 200       | 200       | 200       | 200       | 200       | 200       | 200       | 200       | 148       |
| width (mm)                                 | 150       | 150       | 150       | 150       | 150       | 150       | 150       | 150       | 100       |
| thickness (mm)                             | 5         | 5         | 5         | 5         | 5         | 5         | 5         | 5         | 5         |
| rib width (mm)                             | 10        | 10        | 10        | 10        | 8         | 6         | 4         | 0         | 0         |
| rib height (mm)                            | 12        | 9         | 6         | 15        | 15        | 15        | 15        | 0         | 0         |
| h1=h+h2                                    | 17        | 14        | 11        | 20        | 20        | 20        | 20        | 5         | 5         |
| b2   | 50        | 60        | 60        | 60        | 60        | 60        | 60        | 60        | 60        |
| b4=(b1-b2)/2-b3                            | 40        | 35        | 35        | 35        | 37        | 39        | 41        | 45        | 20        |
| h3=e1-h2                                   | -0.439    | -1.145    | -1.741    | 0.357     | -0.076    | -0.565    | -1.121    | -2.500    | -2.500    |
| e1   | 4.561     | 3.855     | 3.259     | 5.357     | 4.924     | 4.435     | 3.879     | 2.500     | 2.500     |
| e2   | 12.439    | 10.145    | 7.741     | 14.643    | 15.076    | 15.565    | 16.121    | 2.500     | 2.500     |
| moment of inertia $I_1$ (mm <sup>4</sup> ) | 17578.864 | 9890.403  | 5051.810  | 28616.071 | 24244.318 | 19453.629 | 14157.328 | 1562.500  | 1041.667  |
| total volume                               | 198000    | 186000    | 174000    | 210000    | 198000    | 186000    | 174000    | 150000    | 74000     |
| measured fn (Hz)                           | 1695.6    | 1424.6    | 1031.8    | 2020.9    | 1941.3    | 1826.7    | 1654.6    | 661.2     | 1050      |
| $\lambda$                                  | 4.730     | 4.730     | 4.730     | 4.730     | 4.730     | 4.730     | 4.730     | 4.730     | 4.730     |
| Young's modulus E (GPa)                    | 70.300    | 70.300    | 70.300    | 70.300    | 70.300    | 70.300    | 70.300    | 70.300    | 70.300    |
| density $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )        | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 | 2.700E-06 |
| $\omega$ (rad/sec)                         | 12026.4   | 9307.3    | 6877.4    | 14899.4   | 14123.6   | 13053.2   | 11513.0   | 4119.4    | 7522.7    |
| predicted fn (Hz)                          | 1914.1    | 1481.3    | 1094.6    | 2371.3    | 2247.8    | 2077.5    | 1832.4    | 655.6     | 1197.3    |
| accuracy (%)                               | 12.88     | 3.98      | 6.08      | 17.34     | 15.79     | 13.73     | 10.74     | -0.84     | 14.03     |

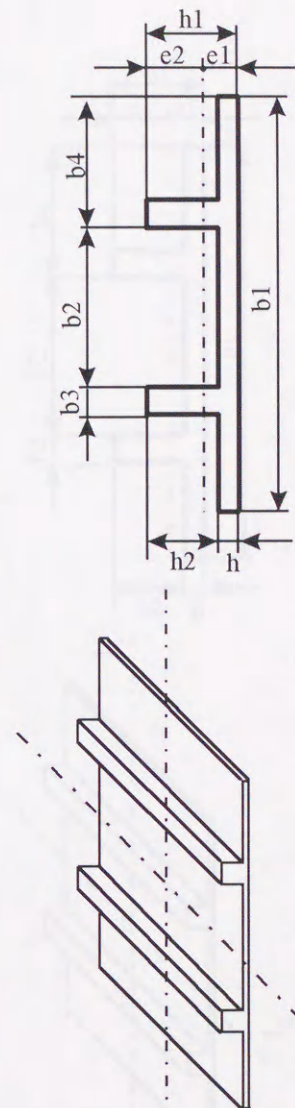




表 4.2 周辺自由平板の(1,0)モードと(0,2)モードの固有振動数に及ぼすリブ補強の効果

| rib dimension                              | 10×15     | 10×12     | 10×9     | 10×6     | 10×15     | 8×15      | 6×15      | 4×15      | plate1   | plate2   |
|--|-----------|-----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|----------|----------|
| length (mm)                                | 200       | 200       | 200      | 200      | 200       | 200       | 200       | 200       | 200      | 148      |
| width b1 (mm)                              | 150       | 150       | 150      | 150      | 150       | 150       | 150       | 150       | 150      | 100      |
| thickness h (mm)                           | 5         | 5         | 5        | 5        | 5         | 5         | 5         | 5         | 5        | 5        |
| rib width b3 (mm)                          | 10        | 10        | 10       | 10       | 10        | 8         | 6         | 4         | 0        | 0        |
| rib height h2 (mm)                         | 15        | 12        | 9        | 6        | 15        | 15        | 15        | 15        | 0        | 0        |
| h1=h+h2                                    | 20        | 17        | 14       | 11       | 20        | 20        | 20        | 20        | 5        | 5        |
| b2   | 60        | 60        | 60       | 60       | 60        | 60        | 60        | 60        | 60       | 60       |
| b4=(b1-b2)/2-b3                            | 35        | 35        | 35       | 35       | 35        | 37        | 39        | 41        | 45       | 20       |
| h3=e1-h2                                   | 0.357     | -0.439    | -1.145   | -1.741   | 0.357     | -0.076    | -0.565    | -1.121    | -2.500   | -2.500   |
| e1   | 5.357     | 4.561     | 3.855    | 3.259    | 5.357     | 4.924     | 4.435     | 3.879     | 2.500    | 2.500    |
| e2   | 14.643    | 12.439    | 10.145   | 7.741    | 14.643    | 15.076    | 15.565    | 16.121    | 2.500    | 2.500    |
| (1,0)mode                                  |           |           |          |          |           |           |           |           |          |          |
| moment of inertia $I_1$ (mm <sup>4</sup> ) | 28616.071 | 17578.864 | 9890.403 | 5051.810 | 28616.071 | 24244.318 | 19453.629 | 14157.328 | 1562.500 | 1041.667 |
| total volume                               | 210000    | 198000    | 186000   | 174000   | 210000    | 198000    | 186000    | 174000    | 150000   | 74000    |
| $I_r/I_{pl}$                               | 18.314    | 11.250    | 6.330    | 3.233    | 18.314    | 15.516    | 12.450    | 9.061     | 1.000    | 0.667    |
| $(I_r/I_{pl})/(Mr/M_{pl})$                 | 1.400     | 1.320     | 1.240    | 1.160    | 1.400     | 1.320     | 1.240     | 1.160     | 1.000    | 0.493    |
| measured $f_n$ (Hz)                        | 13.082    | 8.523     | 5.105    | 2.787    | 13.082    | 11.755    | 10.041    | 7.811     | 1.000    | 1.351    |
| predicted $f_n$ (Hz)                       | 2020.9    | 1695.6    | 1424.6   | 1031.8   | 2020.9    | 1941.3    | 1826.7    | 1654.6    | 661.2    | 661.2    |
| accuracy (%)                               | 2391.5    | 1930.3    | 1493.9   | 1103.9   | 2391.5    | 2266.9    | 2095.1    | 1847.9    | 661.2    | 768.6    |
| (0,2)mode                                  |           |           |          |          |           |           |           |           |          |          |
| moment of inertia $I_2$ (mm <sup>4</sup> ) | 2083.333  | 2083.333  | 2083.333 | 2083.333 | 2083.333  | 2083.333  | 2083.333  | 2083.333  | 2083.333 | 1541.667 |
| $I_r/I_{pl}$                               | 1.000     | 1.000     | 1.000    | 1.000    | 1.000     | 1.000     | 1.000     | 1.000     | 1.000    | 0.740    |
| $(I_r/I_{pl})/(Mr/M_{pl})$                 | 0.714     | 0.758     | 0.806    | 0.862    | 0.714     | 0.758     | 0.806     | 0.862     | 1.000    | 1.500    |
| measured $f_n$ (Hz)                        | 2951.2    | 3034.9    | 3174.6   | 3277     | 2951.2    | 3029.3    | 3125.5    | 3231.5    | 3328     | 3328     |
| predicted $f_n$ (Hz)                       | 2812.7    | 2896.7    | 2988.6   | 3090.0   | 2812.7    | 2896.7    | 2988.6    | 3090.0    | 3328.0   | 4076.0   |
| accuracy (%)                               | -4.694    | -4.555    | -5.858   | -5.707   | -4.694    | -4.379    | -4.379    | -4.380    | 0.000    | 22.474   |

suffix r; with rib  
pl; without rib

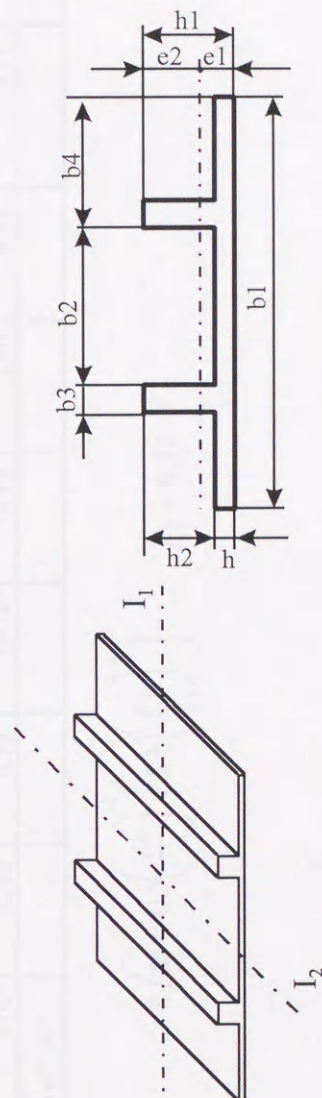




表 4.3 周辺固定平板の(1,1)モードの固有振動数

| aspect ratio $\ell_2/\ell_1$                     | 1         | 1.364     | 1.5       | 2         | 3         | 2.5       | 1.466     | 2         | 1.5       | 1         |
|--|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| length $\ell_2$                                  | 0.22      | 0.3       | 0.33      | 0.44      | 0.66      | 0.55      | 0.2199    | 0.88      | 0.15      | 0.14      |
| width $\ell_1$                                   | 0.22      | 0.22      | 0.22      | 0.22      | 0.22      | 0.22      | 0.15      | 0.44      | 0.1       | 0.14      |
| thickness $t$                                    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    | 0.0042    |
| Young's modulus $E$ (GPa)                        | 206       | 206       | 206       | 206       | 206       | 206       | 206       | 206       | 206       | 206       |
| Poisson's ratio $\nu$                            | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       | 0.3       |
| density $\rho$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      | 7900      |
| flexural rigidity $D$                            | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 | 1.398E+03 |
| $\mu$ by Iguchi                                  | 3.646     | 2.868     | 2.736     | 2.489     | 2.350     | 2.408     | 2.750     | 2.489     | 2.736     | 3.646     |
| $\omega$ by Iguchi                               | 4825.4    | 3795.7    | 3621.0    | 3294.1    | 3110.1    | 3186.9    | 7829.0    | 823.5     | 17525.6   | 11915.7   |
| natural frequency $f_n$ (Hz)                     | 768       | 604       | 576       | 524       | 495       | 507       | 1246      | 131       | 2789      | 1896      |
| FEM calculated $f_n$                             | 754.7     | 595.9     | 567.6     | 509       | 462       | -         | -         | -         | -         | -         |
| measured $f_n$                                   | -         | 576       | -         | -         | -         | -         | -         | -         | -         | -         |
| $\hat{k}/\hat{m}$                                | 1.0000    | 0.6444    | 0.5988    | 0.5313    | 0.5062    | 0.5128    | 2.8145    | 0.0332    | 14.0264   | 6.0979    |
| $\sqrt{\hat{k}/\hat{m}}$                         | 1.0000    | 0.8028    | 0.7738    | 0.7289    | 0.7115    | 0.7161    | 1.6777    | 0.1822    | 3.7452    | 2.4694    |
| predicted $f_n$                                  | 768.0     | 616.5     | 594.3     | 559.8     | 546.4     | 550.0     | 1288.4    | 139.9     | 2876.2    | 1896.4    |
| accuracy   | 0.00      | 2.05      | 3.12      | 6.77      | 10.38     | 8.43      | 3.40      | 6.77      | 3.12      | 0.00      |
| basis  | ref.(34)  |           |           |           |           |           |           |           |           |           |

$$\hat{k}/\hat{m} = 0.5 \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( 1 + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^4 \right)$$

$$\ell_0 = 0.22$$



表 4.4 周辺固定平板の高次モードの固有振動数

|                          |                 |        |          |        |        |        |
|--------------------------|-----------------|--------|----------|--------|--------|--------|
| aspect ratio             | $\ell_2/\ell_1$ | 1      | 1.364    | 1.467  | 2.727  | 1.364  |
| length                   | $\ell_2$ (m)    | 0.22   | 0.3      | 0.22   | 0.3    | 0.15   |
| width                    | $\ell_1$ (m)    | 0.22   | 0.22     | 0.15   | 0.11   | 0.11   |
| thickness                | t (m)           | 0.0042 | 0.0042   | 0.0042 | 0.0042 | 0.0042 |
| FEM calculated           | fn (Hz)         | 754.7  | 595.9    | -      | -      | -      |
| measured                 | fn (Hz)         | -      | 576      | 1009   | 1452   | 1826   |
| $\hat{k}/\hat{m}$        |                 | 1.0000 | 0.6444   | 1.7934 | 4.6167 | 5.7655 |
| $\sqrt{\hat{k}/\hat{m}}$ |                 | 1.0000 | 0.8028   | 1.3392 | 2.1487 | 2.4011 |
| predicted                | fn (Hz)         | 754.7  | 605.9    | 1010.7 | 1621.6 | 1812.1 |
| accuracy (%)             |                 | 0.00   | 5.18     | 0.17   | 11.68  | -0.76  |
|                          |                 | basis  | ref.(34) |        |        |        |
| mode                     |                 | (1,1)  | (1,1)    | (2,1)  | (1,2)  | (2,2)  |

$$(1,1) \text{ mode ; } \hat{k}/\hat{m} = \frac{1}{2} \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( 1 + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^{-4} \right)$$

$$(2,1) \text{ mode ; } \hat{k}/\hat{m} = \frac{1}{2} \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( \frac{\sqrt{5}}{4} + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^{-4} \right)$$

$$(1,2) \text{ mode ; } \hat{k}/\hat{m} = \frac{\sqrt{5}}{8} \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^4 \left( 1 + \left( \frac{\ell_2}{\ell_1} \right)^{-4} \right)$$



表 4.5 周辺固定平板の(1,1)モードの固有振動数に対するリブ補強効果の予測

| rib dimension                              | 4.2× 4     | 4.2× 8     | 4.2× 12    | 4.2× 16    | 4.2× 20    | 4.2× 24    | 8.5× 24    | plate      |
|--|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| length (mm)                                | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        |
| width (mm)                                 | 220        | 220        | 220        | 220        | 220        | 220        | 220        | 220        |
| thickness (mm)                             | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        |
| rib width (mm)                             | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 8.5        | 4.2        |
| rib height (mm)                            | 4          | 8          | 12         | 16         | 20         | 24         | 24         | 0          |
| moment of inertia $I_R$ (mm <sup>4</sup> ) | 192.979    | 635.547    | 1488.035   | 2884.843   | 4960.371   | 7849.019   | 15884.919  | 25.931     |
| moment of inertia $I_1$ (mm <sup>4</sup> ) | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1799.721   | 1826.269   |
| moment of inertia $I_2$ (mm <sup>4</sup> ) | 1358.280   | 1358.280   | 1358.280   | 1358.280   | 1358.280   | 1358.280   | 1358.280   | 1358.280   |
| equivalent rigidity                        | 4.6069E-02 | 5.4049E-02 | 6.9421E-02 | 9.4608E-02 | 1.3203E-01 | 1.8412E-01 | 3.2854E-01 | 4.3057E-02 |
| volume of plate                            | 277200.0   | 277200.0   | 277200.0   | 277200.0   | 277200.0   | 277200.0   | 277200.0   | 277200.0   |
| volume of rib                              | 3696.0     | 7392.0     | 11088.0    | 14784.0    | 18480.0    | 22176.0    | 44880.0    | 0.0        |
| total volume                               | 280896.0   | 284592.0   | 288288.0   | 291984.0   | 295680.0   | 299376.0   | 322080.0   | 277200.0   |
| measured $f_n$ (Hz)                        | 620        | 660        | 724        | 798        | 889        | 952        | 1032       | 576        |
| ratio of rigidity $I_r/I_{pl}$             | 1.06996    | 1.25530    | 1.61231    | 2.19727    | 3.06646    | 4.27618    | 7.63037    | 1.00000    |
| ratio of mass $M_r/M_{pl}$                 | 1.01333    | 1.02667    | 1.04000    | 1.05333    | 1.06667    | 1.08000    | 1.16190    | 1.00000    |
| $(I_r/I_{pl})/(M_r/M_{pl})$                | 1.05588    | 1.22269    | 1.55029    | 2.08601    | 2.87481    | 3.95943    | 6.56712    | 1.00000    |
| predicted $f_n$ (Hz)                       | 591.9      | 636.9      | 717.2      | 831.9      | 976.6      | 1146.1     | 1476.1     | 576.0      |
| accuracy (%)                               | -4.536     | -3.498     | -0.942     | 4.250      | 9.856      | 20.393     | 43.031     | -          |
|  |            |            |            |            |            |            |            | basis      |

suffix r ; with rib  
pl ; without rib



表 4.6 周辺固定平板の(1,2)モードの固有振動数に対するリブ補強効果の予測

| rib dimension                              | 4.2×4      | 4.2×8      | 4.2×12     | 4.2×16     | 4.2×20     | 4.2×24     | plate      |
|--|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| length (mm)                                | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        | 300        |
| width (mm)                                 | 110        | 110        | 110        | 110        | 110        | 110        | 110        |
| thickness (mm)                             | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        |
| rib width (mm)                             | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        | 4.2        |
| rib height (mm)                            | 4          | 8          | 12         | 16         | 20         | 24         | 0          |
| moment of inertia $I_R$ (mm <sup>4</sup> ) | 192.979    | 635.547    | 1488.035   | 2884.843   | 4960.371   | 7849.019   | 25.931     |
| moment of inertia $I_1$ (mm <sup>4</sup> ) | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   | 1826.269   |
| moment of inertia $I_2$ (mm <sup>4</sup> ) | 679.140    | 679.140    | 679.140    | 679.140    | 679.140    | 679.140    | 679.140    |
| equivalent rigidity                        | 1.6766E-01 | 2.0335E-01 | 2.7209E-01 | 3.8473E-01 | 5.5210E-01 | 7.8504E-01 | 1.5419E-01 |
| volume of plate                            | 138600.0   | 138600.0   | 138600.0   | 138600.0   | 138600.0   | 138600.0   | 138600.0   |
| volume of rib                              | 6888.0     | 13776.0    | 20664.0    | 27552.0    | 34440.0    | 41328.0    | 0.0        |
| total volume                               | 145488.0   | 152376.0   | 159264.0   | 166152.0   | 173040.0   | 179928.0   | 138600.0   |
| measured fn. (Hz)                          | 1456       | 1589.5     | 1728       | 1809.8     | 1849.6     | 1869.7     | 1452       |
| ratio of rigidity $I_r/I_{pl}$             | 1.08736    | 1.31882    | 1.76466    | 2.49518    | 3.58065    | 5.09138    | 1.00000    |
| ratio of mass $M_r/M_{pl}$                 | 1.04970    | 1.09939    | 1.14909    | 1.19879    | 1.24848    | 1.29818    | 1.00000    |
| $(I_r/I_{pl})/(M_r/M_{pl})$                | 1.03588    | 1.19959    | 1.53570    | 2.08142    | 2.86800    | 3.92193    | 1.00000    |
| predicted fn (Hz)                          | 1477.8     | 1590.3     | 1799.4     | 2094.8     | 2459.0     | 2875.5     | 1452.0     |
| accuracy (%)                               | 1.499      | 0.051      | 4.130      | 15.749     | 32.947     | 53.796     | -          |
|  |            |            |            |            |            |            | basis      |

suffix r ; with rib  
pl ; without rib



表 4.7 筒状ケースの面外曲げ振動に対するリブ補強効果の予測

| rib dimension                          | non       | 4.2 × 4   | 4.2 × 8   | 4.2 × 12  | 4.2 × 16  | 4.2 × 20  |
|--|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| rib height (mm)                        | 0         | 4         | 8         | 12        | 16        | 20        |
| rib width (mm)                         | 0         | 4.2       | 4.2       | 4.2       | 4.2       | 4.2       |
| Young's modulus E (Gpa)                | 70.3      | 70.3      | 70.3      | 70.3      | 70.3      | 70.3      |
| moment of inertia I (mm <sup>4</sup> ) |           | 255.15    | 768.95    | 1719.55   | 3241.35   | 5468.75   |
| Oval                                   |           |           |           |           |           |           |
| displacement (mm/N)                    | 0.0002010 | 0.0048909 | 0.0017171 | 0.0008116 | 0.0004546 | 0.0002842 |
| rigidity of rib (MN/mm)                | 0         | 0.2044619 | 0.5823815 | 1.2321872 | 2.1997974 | 3.5185665 |
| equivalent rigidity (MN/mm)            | 4.975     | 5.180     | 5.558     | 6.207     | 7.175     | 8.494     |
| total volume (mm <sup>3</sup> )        | 710508.8  | 720321.9  | 730135.1  | 739948.2  | 749761.3  | 759574.5  |
| measured fn (Hz)                       | 1369      | 1371      | 1453      | 1562      | 1658      | 1738      |
| $\sqrt{\hat{k}/\hat{m}}$               |           | 1.013368  | 1.042608  | 1.094546  | 1.169041  | 1.263705  |
| predicted fn (Hz)                      |           | 1387.3    | 1427.3    | 1498.4    | 1600.4    | 1730.0    |
| accuracy (%)                           | -         | 1.175     | -1.798    | -4.242    | -3.598    | -0.462    |
| Cocoon                                 |           |           |           |           |           |           |
| displacement (mm/N)                    | 0.000107  | 0.005132  | 0.001795  | 0.000846  | 0.000472  | 0.000295  |
| rigidity of rib (MN/mm)                | 0.000000  | 0.194837  | 0.556986  | 1.182298  | 2.116919  | 3.394959  |
| equivalent rigidity (MN/mm)            | 9.345794  | 9.540631  | 9.902781  | 10.528093 | 11.462713 | 12.740753 |
| total volume (mm <sup>3</sup> )        | 716647.7  | 726554.6  | 736284.1  | 745853.9  | 755279.3  | 764573.3  |
| measured fn (Hz)                       | 1560      | 1541      | 1568      | 1641      | 1735      | 1833      |
| $\sqrt{\hat{k}/\hat{m}}$               |           | 1.00346   | 1.01555   | 1.04038   | 1.07878   | 1.13040   |
| predicted fn (Hz)                      |           | 1565.4    | 1584.3    | 1623.0    | 1682.9    | 1763.4    |
| accuracy (%)                           | -         | 1.558     | 1.026     | -1.109    | -3.096    | -3.945    |
| Recutangula                            |           |           |           |           |           |           |
| displacement (mm/N)                    | 0.000476  | 0.006655  | 0.002339  | 0.001106  | 0.000620  | 0.000388  |
| rigidity of rib (MN/mm)                | 0         | 0.150267  | 0.427622  | 0.903961  | 1.612481  | 2.577112  |
| equivalent rigidity (MN/mm)            | 2.100840  | 2.251107  | 2.528462  | 3.004801  | 3.713321  | 4.677953  |
| total volume (mm <sup>3</sup> )        | 875000    | 902442.8  | 915513.2  | 929121.2  | 943266.8  | 957950    |
| measured fn (Hz)                       | 652       | 646       | 676       | 751       | 860       | 983       |
| $\sqrt{\hat{k}/\hat{m}}$               |           | 1.019285  | 1.072515  | 1.160591  | 1.280476  | 1.426146  |
| predicted fn (Hz)                      |           | 664.6     | 699.3     | 756.7     | 834.9     | 929.8     |
| accuracy (%)                           | -         | 2.795     | 3.329     | 0.754     | -3.010    | -5.716    |



## 第5章 パワープラントの振動特性とそのモデル化

### 5.1 緒言

前章までの検討で、1 kHz 以上の比較的高周波のギャノイズの共振源の主要な1つである変速機歯車箱の面外曲げ共振の問題を対象に、歯車箱の断面形状によりその振動の特性が基本的に特徴づけられることを明かにした。また、この歯車箱断面形状の効果を促進し、更なる面剛性向上から固有振動数の改善や振動低減を図るための効果的なリブ配置とその予測法を提案した。

一方、FF車のファイナルギャノイズのように1 kHz 以下の比較的低周波の騒音は第2章で示したように変速機歯車箱だけでなくエンジンと一体となったパワープラントの共振現象の影響を大きく受ける。また、車両加速時に発生するゴロゴロ感を伴った不快音であるランブリングノイズや高速こもり音もその起振源はエンジン側にあるが、パワープラントの曲げやねじりの共振現象がその増幅系になっていることが知られている<sup>(54)(55)</sup>。

近年コンピュータの能力の飛躍的な向上や解析技術の進歩から、自動車のパワープラントのような複雑な構造体に対してもその共振現象の改善に対し、図1.4<sup>(46)</sup>のような詳細な3次元モデルでの振動騒音解析を行なう傾向にある。しかし、エンジンをも含めた詳細FEMモデルの作成には多大な時間が必要であり、その素性が把握されるまでには時間がかかる。また、解析精度や計算効率の向上のために、感度解析による構造体の最適化やシェルとソリッド要素の混用さらにはプリポスト処理機能などの工夫が払われてはいるが、パワープラントのような3次元的な構造体に対する感度解析手法はケース肉厚の変更やリブ付加の効果の検討程度であり<sup>(47)(48)</sup>、形状変更をも考慮に入れた振動抑制と軽量化の両立への適用は、時間効率、経済効率の面から非常に困難な現状にある。したがって、初期設計の段階でその素性が概略把握でき振動抑制に効果的な形状を盛込むことができれば、一段高いレベルでの静粛性の向上とともに設計期間の短縮さらには開発コストの低減にもつなげることができる。

ここで取り扱う1 kHz 以下の低周波の騒音は、図1.1に示したように歯車の加振力やエンジンの加振力により引き起こされたパワープラントの振動がエンジンマウントやドライブシャフト、サスペンションを通して車体パネルを加振し、そこから音と



して車室内に放射される。すなわち、この車体への加振は変位入力となっている。したがって、その振動特性改善にはパワープラントの剛性を上げてパワープラント共振の固有振動数を加振周波数以上にすること、あるいは振動変位を小さくすることが有効となる。具体的には、高速こもり音は4気筒エンジンでは往復慣性力によるエンジン回転の2次の上下振動が加振力となりパワープラントの上下曲げ振動を誘起することにより発生する。エンジンの最高回転数を7,500rpmとするとその2次の周波数は250Hzでありパワープラントの上下曲げ振動の固有振動数をそれ以上とすることを目標に設計される。一方、ファイナルギヤノイズは第2章で示した例では400~500Hzの周波数域に存在するパワープラントのねじり共振により増幅されるが、歯車のかみあい周波数はその範囲が広くねじり共振の固有振動数をかみあい周波数域からずらすことはできない。よって、この場合にはパワープラントの剛性を極力上げて振動変位を小さくすることが有効となる。したがって、初期設計の段階で上記検討を効率よく実施し素性の良いパワープラントとするためには、各パワープラント共振の振動の特徴を明らかにしその固有振動数とパワープラントの基本構造との関係を振動の特徴との関連で知っておくことが重要な課題となる。

そこで、本章では初期設計の段階でパワープラントの曲げやねじりの固有振動数を詳細な3次元モデルによるまでもなく簡便に見積もることができるようにすることを目的に各共振現象の特徴を実験モード解析により検討し、パワープラントのような複雑な構造体であってもその振動はエンジンのマスと変速機のマスを1つのばねでつないだ単純な1自由度の振動として評価できることを示し、その振動の特性は、ケース基本形状やエンジンとの結合状態で決まっていることを明かにする。

## 5.2 パワープラントの振動特性の1自由度モデルによる評価

ファイナルギヤノイズの増幅系であるパワープラントのねじり共振とランブリングノイズや高速こもり音の一因であるパワープラントの上下曲げ共振について、それらの振動の特徴を見出すことを目的として、表5.1に示す基本構造の異なる実際のパワープラントを用いて、上下曲げおよびねじり共振の固有振動数をインパルスハンマによる実験モード解析から求め、その振動モードの特徴から単純なばね・マスモデル



での整理を試みた。ここで基本形状としては、エンジンとの結合面として1重壁と2重壁(図5.1)、エンジンとの結合点として4点と6点(図5.2)、エンジンとの結合位置として上半分か全周、および曲げ振動に有効と思われる背骨リブ構造(No.6)を取り上げた。

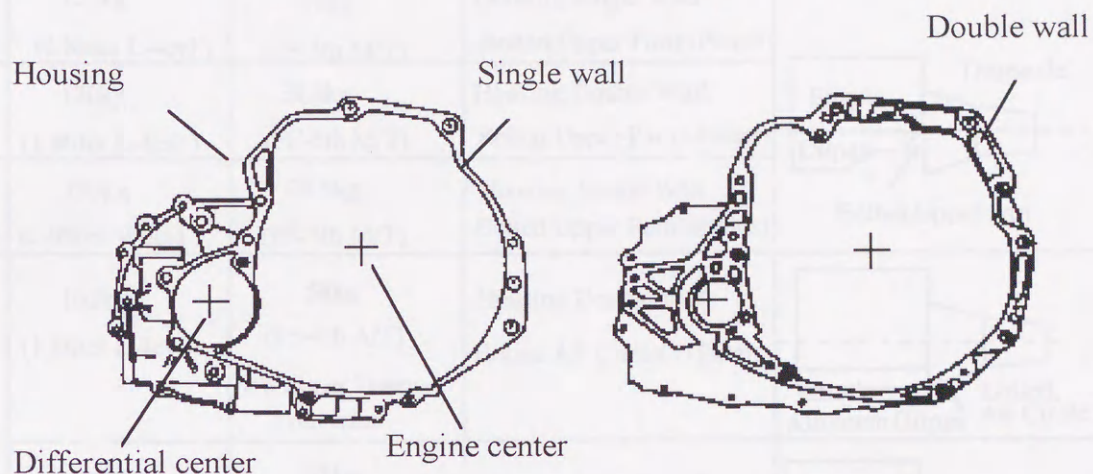


図5.1 エンジンとの結合面の形状

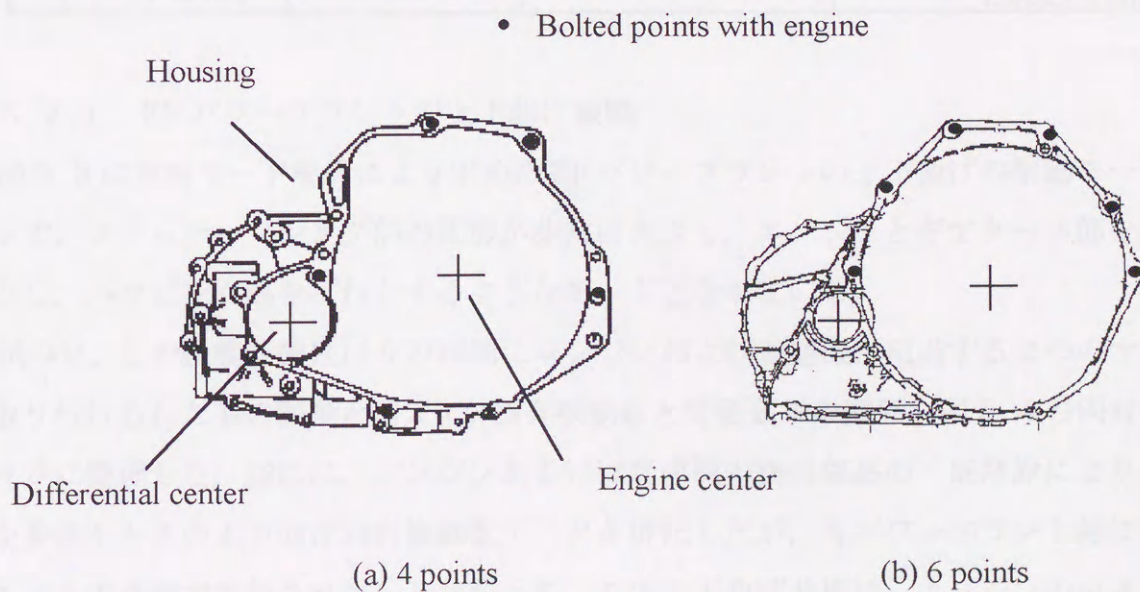
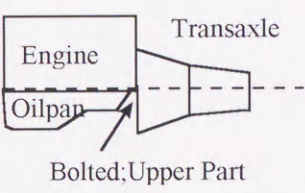
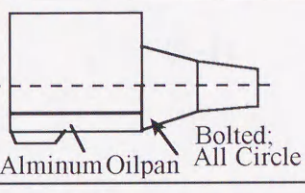
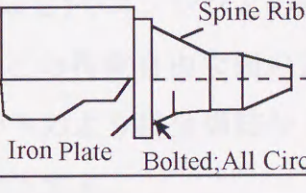


図5.2 エンジンとの結合点



表 5.1 パワープラントの諸元

| No | Engine<br>mass(kg)   | Transmission<br>mass(kg)                                  | Fundamental<br>Structure                                     | Layout  |
|----|--|---|--|---|
| 1  | 120kg<br>(1.8liter L-4cyl.)  | 32kg<br>(FF-5th M/T)                                      | Housing:Single Wall<br>Bolted:Upper Part(4Points)            |    |
| 2  | 120kg<br>(1.8liter L-4cyl.)  | 38.8kg<br>(FF-5th M/T)                                    | Housing:Double Wall<br>Bolted:Upper Part(4Points)            |   |
| 3  | 150kg<br>(2.0liter V-6cyl.)  | 38.8kg<br>(FF-5th M/T)                                    | Housing:Single Wall<br>Bolted:Upper Part(6Points)            |   |
| 4  | 102kg<br>(1.8liter L-4cyl.)  | 58kg<br>(FF-4th A/T)<br>#Without Torque<br>Converter      | Housing:Double Wall<br>Bolted:All Circle(11Points)           |   |
| 5  | 150kg<br>(2.0liter V-6cyl.)  | 61kg<br>(FR-4th A/T)<br>#Without Torque<br>Converter      | Housing:Double Wall<br>Bolted:Upper Part(6Points)            |   |
| 6  | 150kg<br>(2.0liter V-6cyl.)<br>+<br>24kg<br>(Iron Plate<br>t=25mm) | 44kg<br>(BENZ FR-4th A/T)<br>#Without Torque<br>Converter | Housing:Single Wall<br>+ Spine<br>Bolted:All Circle(9Points) |  |

### 5.2.1 FF パワープラントの上下曲げ振動

図 5.3 に実験モード解析により求めた FF パワープラントの上下曲げの振動モードを示す。クラッチハウジング部の変形が非常に大きく、エンジンとギヤケース部をマスとし、ハウジング部をばねとするようなモードとなっている。

試みに、この振動を弾性はりの両端にエンジンおよび変速機に相当する 2 つのマスが取り付けられた系の振動と考えて、固有振動数と等価質量の関係を図 5.4 の両対数グラフに整理した。図には、エンジンあるいは変速機の構成部品の一部削除により重量を変えたときの上下曲げ固有振動数データを併記したが、各パワープラント毎に傾き  $1/2$  の直線で表わされた。したがって、この上下曲げ共振は、エンジンのマスと変速機のマスを一つのばねでつないだ単純なばね・マス系の振動と考えることができ



る。パワープラント No. 1 と No. 2 の比較より同一エンジンに対しても 変速機が異なると整理される直線すなわちその振動のばねも異なり，また No. 1 と No. 3 の比較よりエンジンとの結合点によっても振動のばねが異なっている。よってこの振動系のばねに対しては，エンジンとの結合も含めた変速機側の基本構造の影響が大きいものと考えられる。2つのマスとそれらをつなぐ1つのばねからなる1自由度系の振動の固有振動数は

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

であり，この振動系の等価剛性は

$$ke = (2\pi f_n)^2 \cdot \frac{m}{g} \quad (5-1)$$

で与えられる。

図5.4 データから式(5-1)により各パワープラントの上下曲げ振動に対する等価剛性を求めると図5.5 ようになる。図5.3 から明らかなようにパワープラントの上下曲げ振動ではクラッチハウジングのエンジンと結合されていない拘束自由な部分の変形が大きい。したがって，No. 1 変速機に対して2重壁構造(No. 2)やエンジンとの結合点を増やすこと(No. 3)により等価剛性が向上しているのはこの拘束自由な面の変形が抑制されるためと考えられる。特に，No. 4 パワープラントのように全周結合とすることでハウジングのつぶれが抑制され等価剛性が大幅に向上する。

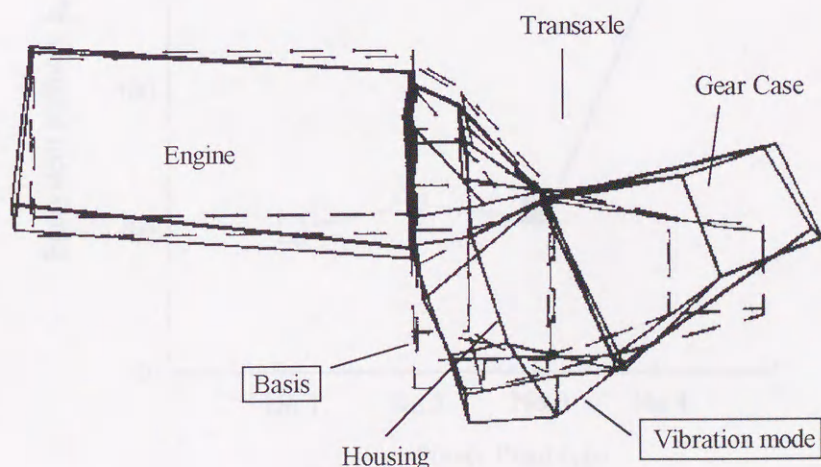


図5.3 FF パワープラント No. 1 の上下曲げ振動モード



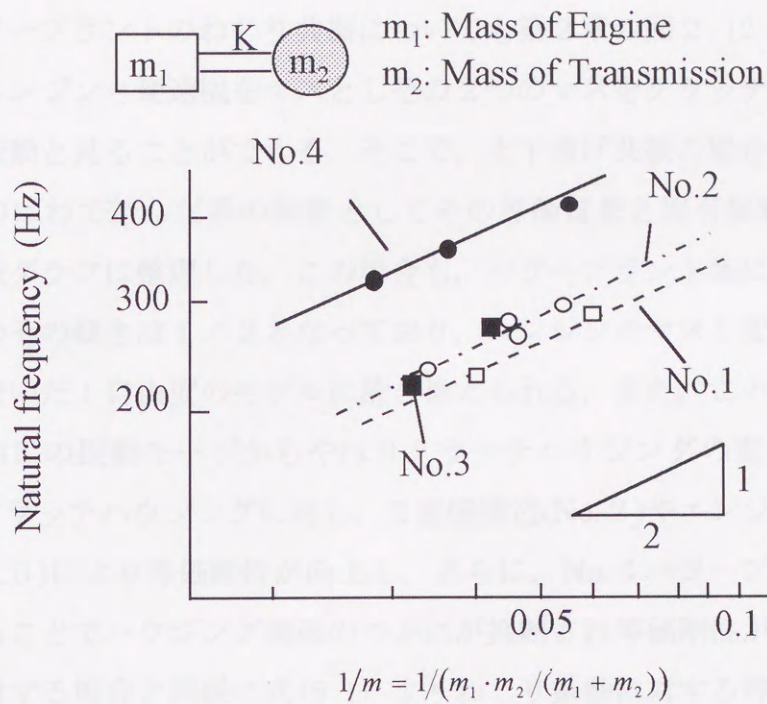


図5.4 FF パワープラントの上下曲げ振動のモデル化

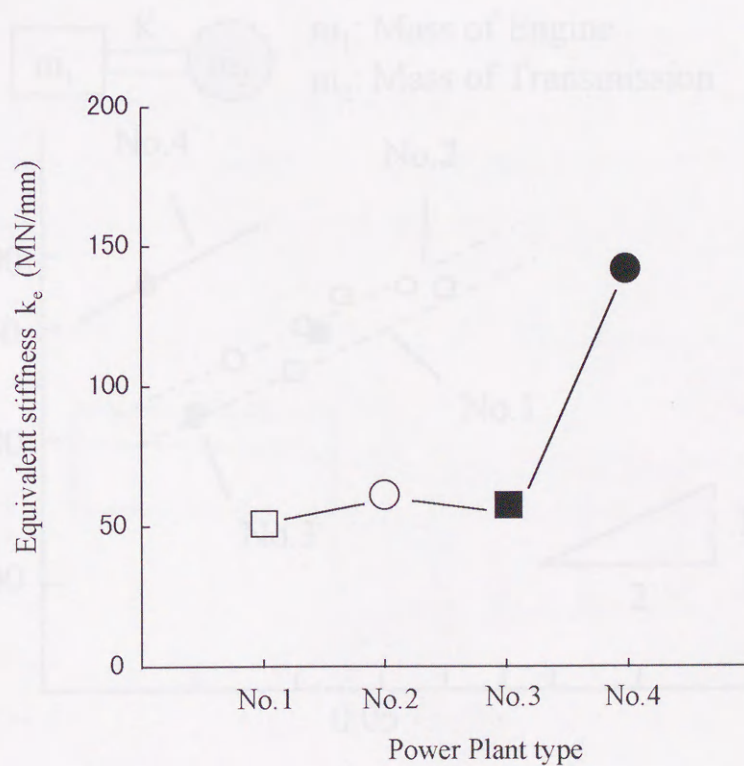


図5.5 FF パワープラント上下曲げ振動の等価剛性比較



5.2.2 FF パワープラントのねじり振動

FF パワープラントのねじり共振についても第2章の図2.12の実験モード解析の結果からエンジンと変速機をマスとしその2つのマスをクラッチハウジングのばねでつないだ振動と見ることができる。そこで、上下曲げ共振の場合と同様に、2つのマスを1本のばねで結んだ系の振動としてその等価質量と固有振動数との関係を図5.6の両対数グラフに整理した。この場合も、パワープラント毎に異なった直線で整理され、かつその傾きは $1/2$ となっており、エンジンのマスと変速機のマスを1つのばねでつないだ1自由度のモデルに置き換えられる。また、このモードのばねに対しても図2.12の振動モードからやはりクラッチハウジングの寄与が大きく、1重壁(No.1)のクラッチハウジングに対し、2重壁構造(No.2)やエンジンとの結合点を増やすこと(No.3)により等価剛性が向上し、さらに、No.4パワープラントのように全周結合とすることでハウジング側面のつぶれが抑制され等価剛性が大幅に向上する。上下曲げに対する場合と同様に式(5-1)よりねじり振動に対する等価剛性を求め、図5.7に比較した。

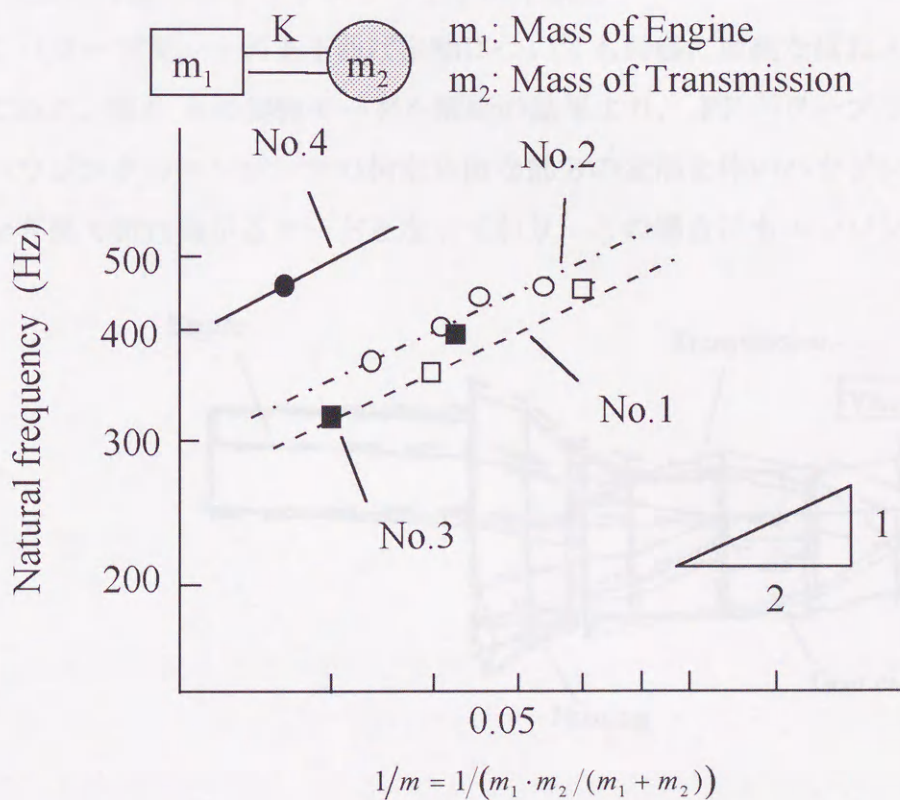


図5.6 FF パワープラントのねじり振動のモデル化



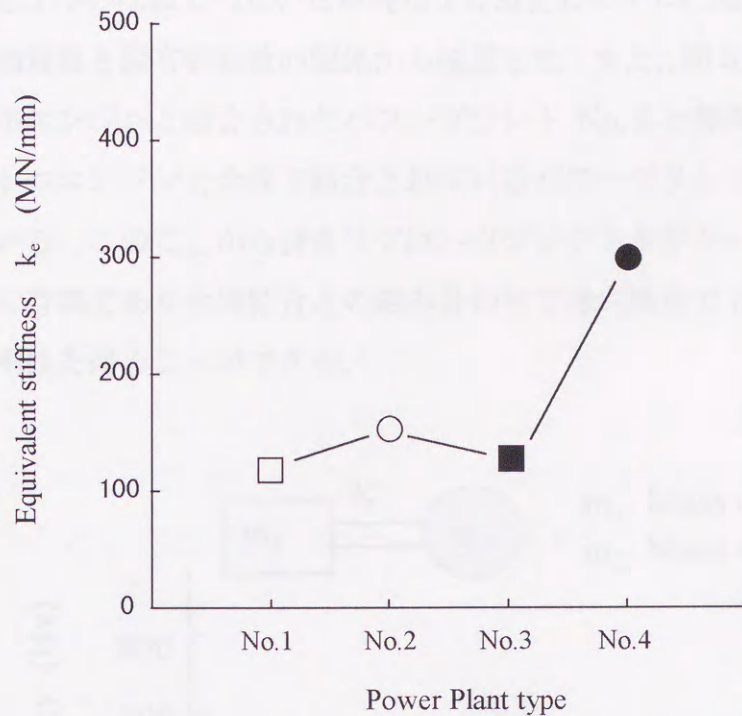


図 5.7 FF パワープラントねじり振動の等価剛性比較

### 5.2.3 FR パワープラントの上下曲げ振動

FR パワープラントの上下曲げ振動についても同様に単純なばね・マスモデルで整理してみた。図 5.8 の実験モーダル解析の結果より、FF パワープラントの場合と同様にハウジングのエンジンとの拘束自由な部分の変形を伴いハウジングとギヤケースのつなぎ部で折れ曲がるモードとなっており、この場合にもエンジンのマスと変速機

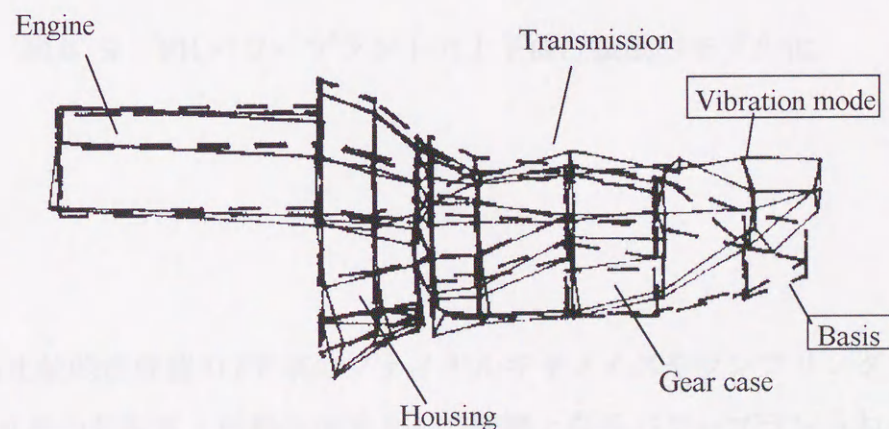


図 5.8 FR パワープラントの上下曲げ振動モード



のマスをつなぐばねでつないだ単純な1自由度のモデルに置き換えられることを図5.9の等価質量と固有振動数の関係から確認した。また、図5.9では2重壁構造で上半分だけがエンジンと結合されたパワープラント No.5 と薄肉構造ではあるが背骨リブを有しかつエンジンと全周で結合されているパワープラント No.6 は同じ線上に整理されている。このことから背骨リブはハウジングとギヤケースのつなぎ部の折れ曲がり抑制に有効であり全周結合との組み合わせで薄肉構造でも厚肉の2重壁構造と同等の曲げ剛性を得ることができる。

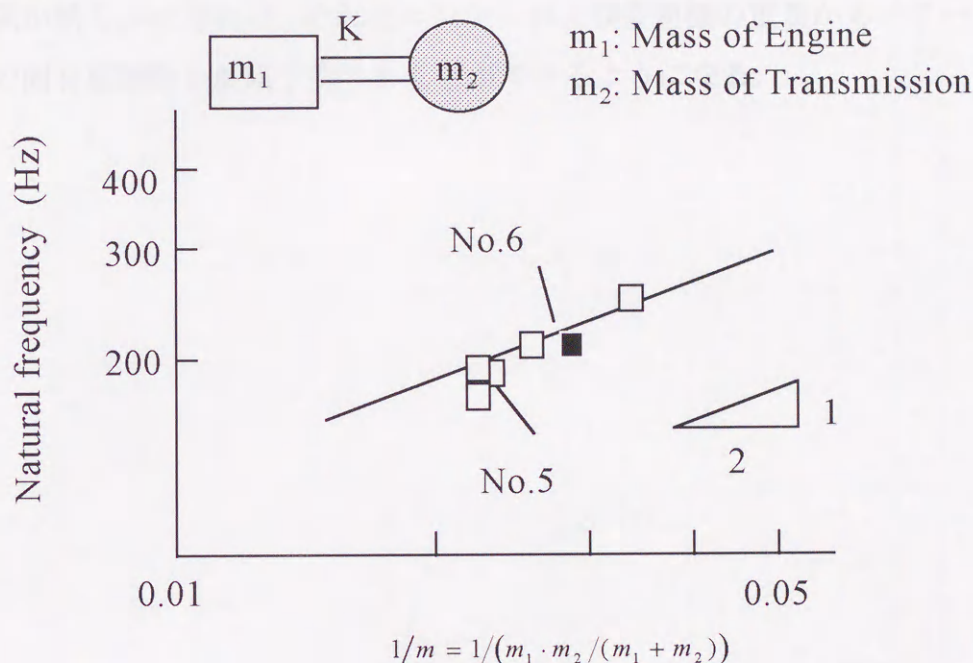


図5.9 FR パワープラントの上下曲げ振動のモデル化

### 5.3 結 言

1 kHz 以下の比較的低周波のFF車のファイナルギヤノイズやランブリングノイズおよび高速こもり音の共振系・振動伝達系として問題となるパワープラントねじりあるいは上下曲げ共振に対して、それらの共振現象の特徴を実験モード解析により調べ、各振動モードの固有振動数とパワープラントの基本構造との関係とその振動の特徴に



関連する単純な1自由度のばね・マスモデルで整理し、以下の結論を得た。

- (1) 自動車のパワープラントのような複雑な構造体であってもその振動は基本的には単純な法則にしたがっており、FF パワープラントの上下曲げやねじり共振およびFR パワープラントの上下曲げ共振は、いずれも単純なエンジンのマスと変速機のマスを一つのばねでつないだ1自由度のモデルに置き換えることができる。
- (2) このばねは、パワープラントの構造、特にエンジンとの結合も含めた変速機のハウジングの基本形状で決定づけられる。
- (3) したがって、ハウジングの基本形状とパワープラントの曲げあるいはねじり剛性との関係が明らかになれば、それとエンジンおよび変速機の重量からパワープラント共振の固有振動数を概略予測することができるようになる。



表 5.2 パワープラントの上下曲げおよびねじり振動の固有振動数

| powerplant | Engine mass<br>(kg) | T/M mass<br>(kg) | Equivalent mass<br>(kg) | Natural frequency |           | Equivalent stiffness |           |
|------------|---------------------|------------------|-------------------------|-------------------|-----------|----------------------|-----------|
|            |                     |                  |                         | bending           | torsional | bending              | torsional |
| No.1       | 35                  | 32               | 16.71642                | 285               | 468       | 53.6034              | 144.5422  |
|            | 120                 | 32               | 25.26316                | 228               | 345       | 51.8462              | 118.7095  |
|            | 0                   | 17               | 17.00000                | 292               | 468       | 57.2235              | 146.9943  |
| No.2       | 35                  | 38.8             | 18.40108                | 286               | 446       | 59.4204              | 144.5017  |
|            | 55                  | 38.8             | 22.75053                | 273               | 422       | 66.9386              | 159.9470  |
|            | 120                 | 38.8             | 29.31990                | 230               | 364       | 61.2319              | 153.3645  |
| No.3       | 120                 | 26.3             | 21.57211                | 265               | 458       | 59.8059              | 178.6419  |
|            | 147                 | 38.8             | 30.69752                | 220               | 325       | 58.6555              | 128.0058  |
|            | 59                  | 38.8             | 23.40695                | 277               | 395       | 70.9029              | 144.1779  |
| No.4       | 28.9                | 58               | 19.28884                | 425               | 483       | 137.5446             | 177.6479  |
|            | 55.7                | 58               | 28.41337                | 360               | 469       | 145.3742             | 246.7335  |
|            | 108                 | 58               | 37.73494                | 308               | 448       | 141.3204             | 298.9919  |
| No.5       | 147                 | 61.5             | 43.35971                | 186               | -         | 59.2205              | -         |
|            | 58.5                | 61.5             | 29.98125                | 247.5             | -         | 72.5037              | -         |
|            | 103                 | 61.5             | 38.50760                | 212.5             | -         | 68.6474              | -         |
|            | 166.7               | 61.5             | 44.92572                | 175               | -         | 54.3164              | -         |
|            | 103                 | 79.5             | 44.86849                | 195               | -         | 67.3551              | -         |
| No.6       | 166.7               | 44               | 34.81158                | 213               | -         | 62.3509              | -         |



## 第6章 パワープラントの振動特性の評価と低振動設計

### 6.1 緒言

前章では、1 kHz 以下の比較的low周波のFF車のファイナルギヤノイズやエンジンの加振力に起因するランブリングノイズおよび高速こもり音の増幅系になっているパワープラントの共振現象の特徴を実験モード解析により調べ、自動車のパワープラントのような複雑な構造体であってもその振動は基本的には単純な法則に従っており、FFパワープラントの上下曲げやねじり共振およびFRパワープラントの上下曲げ共振は、いずれも単純なエンジンのマスと変速機のマスを一つのばねでつないだ1自由度のモデルに置き換えられ、これらのばねはパワープラントの構造、特にエンジンとの結合も含めた変速機のハウジングの基本形状で決定づけられることを示した。このことよりエンジンと変速機のそれぞれの重量と変速機ハウジングの形状からパワープラントの剛性を概略知ることができれば、詳細モデルによる解析や実機による実験結果を待つまでもなく、初期設計の段階でその素性を概略把握できることになる。また、パワープラントの剛性を向上するためのノウハウが定量化されていれば、その段階で剛性を確保し振動を効果的に抑制する素性の良い形状を盛り込むことができる。

上述したようにパワープラントの剛性はエンジンとの結合を含め主に変速機側の構造で決まっているので、本章ではまず、変速機の基本形状からその値を簡便に見積もる方法について検討する。具体的には変速機のみをその基本形状を表す単純な形状にモデル化し、この簡略モデルによるFEM計算から基準としたモデルに対する固有振動数の変化率として検討する。そしてこの方法からパワープラントの上下曲げやねじり共振に影響すると考えられるエンジンとの結合方法や変速機ハウジングの基本形状の特徴を定量的に明らかにし、剛性確保や振動抑制に効果的な形状とするためのノウハウとしてまとめる。

### 6.2 パワープラント剛性の評価

第5章で取り上げた基本形状のパワープラントについては実験モード解析の結果か



ら曲げとねじりの等価剛性を求め、図5.5と図5.7に整理した。したがってこれらと同等の形状のパワープラントについてはエンジンおよび変速機の重量が分かれば同図を用いてパワープラントの曲げ、ねじりの固有振動数を概略予測することができる。しかし、新たな基本形状の影響を検討するにはある程度 FEM 計算に依る必要がある。このとき図1.4<sup>(44)</sup>に示したような詳細モデルを用いたのでは本研究の意味がないので比較的簡便に評価する方法を検討した。

パワープラントの共振現象はエンジンのマスと変速機のばねを1つのばねでつないだ1自由度の振動モデルに置き換えられ、このばねは主に変速機側の構造で決まることは第5章に示した通りである。ここでエンジンを十分に重い剛体であるとするすると前述の振動モデルは変速機のばねと変速機のマスから成る振動モデルとみなすことができる。これらのばねは変速機側の構造に依るところが大きいのでいずれのモデルにおいてもばねは同等と考えることができる。これについて検証するために第5章の表5.1のNo.1パワープラントの変速機を剛性の高い治具にエンジンと同等の結合条件で取り付けその上下曲げおよびねじり共振の固有振動数からそれぞれの等価剛性を求めて図5.5および図5.7のパワープラントとして求めた値と比較した。その結果を図6.1に示したが、両者には良い対応が見られた。したがって、パワープラントの振

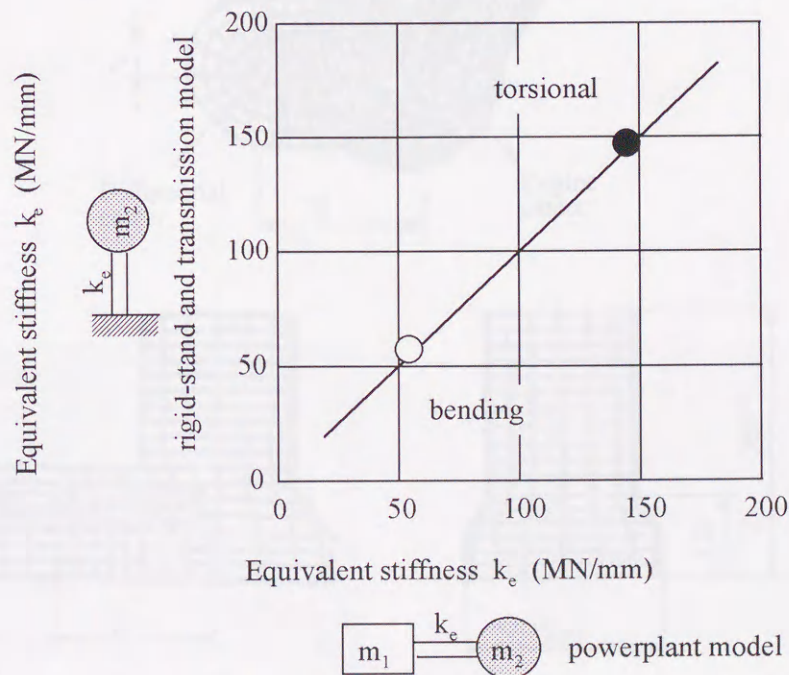


図6.1 パワープラント剛性の評価



動特性に及ぼす基本形状の影響の検討には変速機側のみをモデル化すれば十分であると考えられる。そこで、次節では変速機のみをその基本形状を表す単純な形状にモデル化しそれによる FEM 計算から振動特性に及ぼす基本形状の影響を検討し、その結果を実際のパワープラントでの実験モード解析から検証することとした。

### 6.3 基本構造とその振動特性

#### 6.3.1 FF 系変速機の基本構造とその振動特性

6.3.1.1 ファイナルギヤケース部オフセットの影響 FF 系のトランスアクスルでは、ファイナルギヤケース部がオフセットしており、しかもその重量は約 7 kg と重い。ハウジングの上半分だけがエンジンと結合される半周結合の条件で、このオフセット量の上下曲げ振動の固有振動数に及ぼす影響について図 6.2 に示す基本形状を単純化したモデルを用いて FEM 計算により調べた。

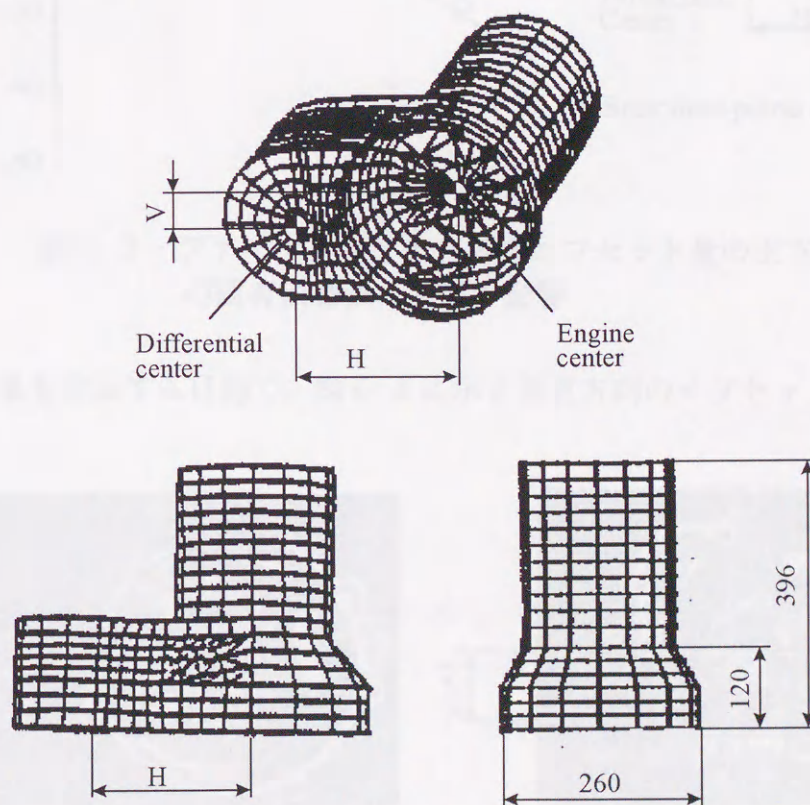


図 6.2 FF 系変速機の簡略 FEM モデル



このモデルは表5.1の No1.パワープラントの変速機のみをモデル化したもので、ケースを約900のシェル要素に分割して、シャフトをビーム要素とし、歯車類は集中マスとしてシャフト上に配した。オフセット量は水平方向Hと垂直方向Vに分けて検討した。V=0, 25, 50mm, H=180, 200, 220mm について検討した。なお、No1.パワープラントの変速機は、H=178mm, V=55mm である。検討結果を図6.3に示したが、水平方向のオフセットHの影響は、現実的な範囲ではほとんど見られないが、垂直方向Vに対しては50mmのオフセットで30%の固有振動数の低下が見られた。

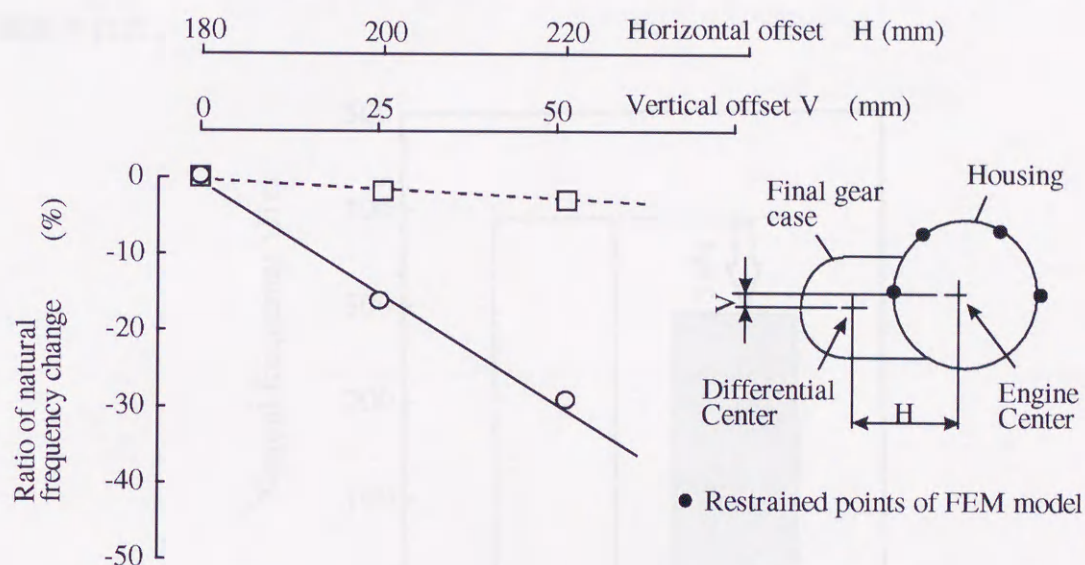


図6.3 ファイナルギヤケース部オフセット量の上下曲げ共振の固有振動数に及ぼす影響

この解析結果を検証する目的で、図6.4に示す垂直方向のオフセットが0mmの変速

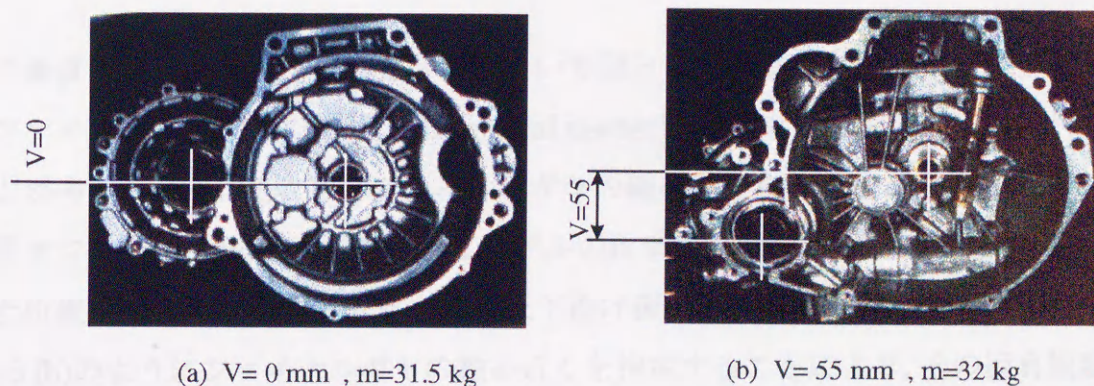


図6.4 ファイナルギヤケース部のオフセット形状



機と 55mm の変速機について剛性の高い治具に取り付け、その上下曲げ共振の固有振動数を実験モード解析から比較した。その結果を図 6.5 に示したが、垂直方向のオフセット  $V = 55\text{mm}$  の変速機(b)の方が  $V = 0\text{mm}$  の(a)に比べて 34% 固有振動数が低下しており、図 6.3 の概略モデルによる FEM 計算の結果と良い対応が確認された。両変速機の重量はほぼ同等でありこの固有振動数の差はオフセット量の違いによる剛性差から生じたものと考えられる。本検討からファイナルギヤケース部のオフセットとしては垂直方向のオフセットの寄与が大きいことが明らかとなった。また、その評価においては、図 6.2 に示した単純なモデルでも、その特徴を見出すには十分であることが確認された。

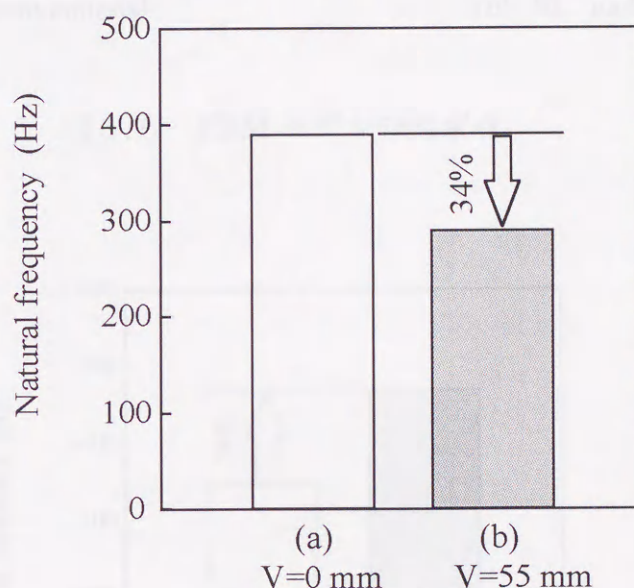


図 6.5 FF 系変速機の振動特性に及ぼす

オフセットの影響の実験検証

この垂直方向のオフセットの寄与が大きい要因として、垂直方向のオフセット  $V$  と共にファイナルギヤの軸心位置(Differential center)が、拘束下端から下方に離れて行くことが考えられる。そこで、ファイナルギヤの軸心近くを拘束する目的で、図 6.1 の垂直オフセット 50mm の簡略 FEM モデルの拘束点を図 6.6 に示すように  $30^\circ$  回転した位置にずらせて FEM 計算を行い上下曲げ振動の固有振動数の変化を調べた。図 6.6 (b)のようにファイナルギヤの軸心近くを拘束することにより、その固有振動数は



34%上昇した. ここでは変速機の重量は同一であるので等価剛性は80%向上したことになる.

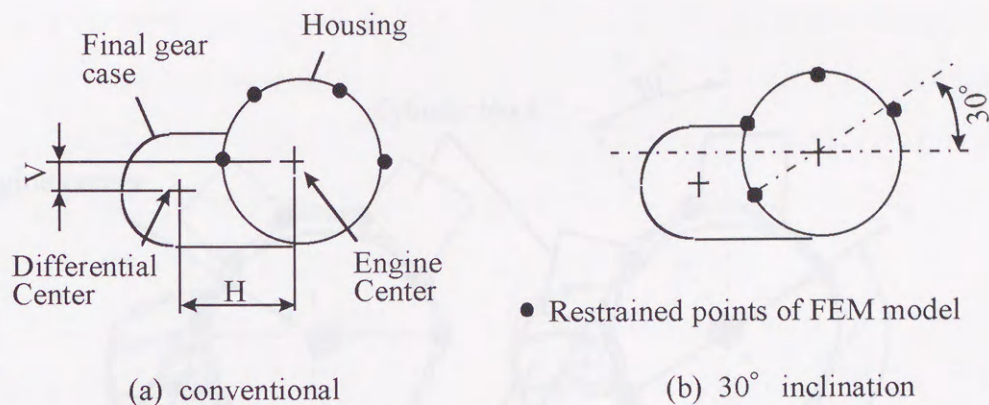


図6.6 FEMモデルの拘束点

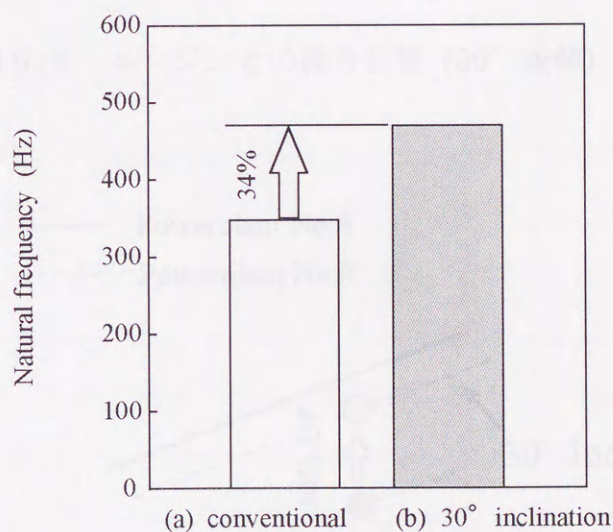


図6.7 ファイナルギヤケース部の拘束の

固有振動数改善効果 (FEM 計算)

この結果を実際のパワープラントに適用しその効果を以下に確認した. ここでは, 前章の表5.1のパワープラント No.3を用いた. この変速機も55mmの垂直オフセットを持っている. このパワープラントにおいてエンジン部をシリンダブロックのみとし,



図6.8に示すようにシリンダブロックを約  $30^\circ$  傾斜させた状態で変速機と結合し、実験モード解析により上下曲げ共振に対する固有振動数改善効果を調べ、前章で示した等価質量との関係で図6.9に整理した。

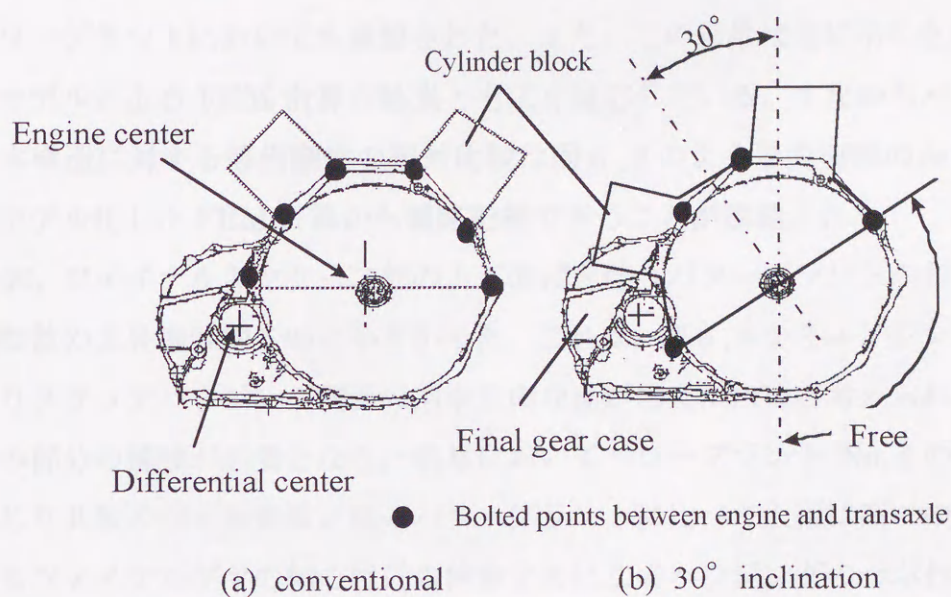


図6.8 エンジンとの結合状態 ( $30^\circ$  後傾)

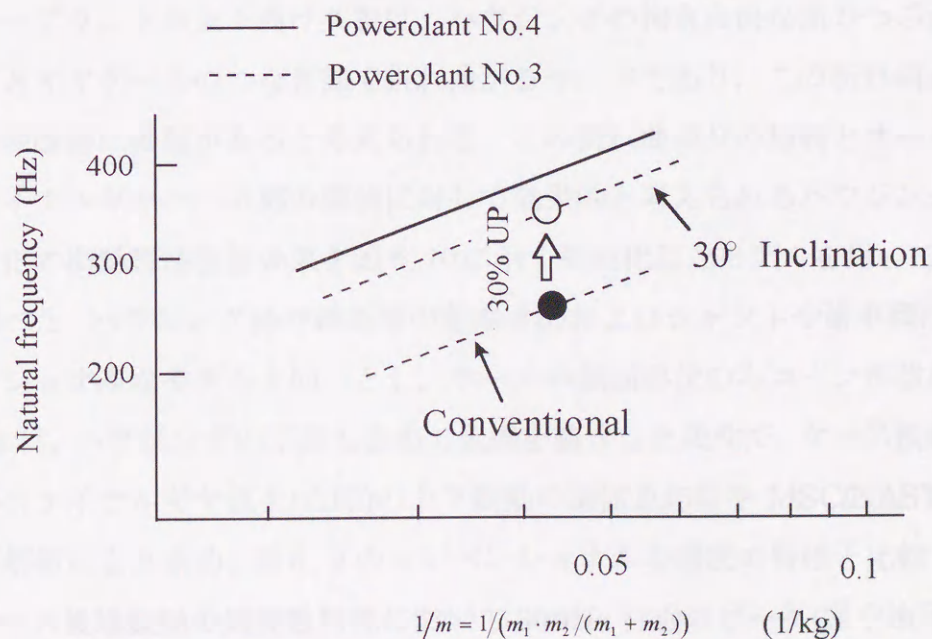


図6.9 ファイナルギヤ軸心付近の拘束による  
上下曲げ共振の固有振動数改善効果 (実験モード解析)



上下曲げ共振の固有振動数は約 30%上昇しており、全周結合のパワープラント No. 4に近い値となっている。図 6.8 のいずれの結合状態においてもその等価質量は同一であるからこの結合方法によりパワープラントの等価剛性は 70%向上したことになる。ファイナルギヤの軸心近くを拘束することによる上下曲げ振動の抑制効果が実際のパワープラントにおいても確認された。また、この結果は先に示した変速機のための簡略モデルによる FEM 計算の結果ともよく対応している。すなわちパワープラントの基本構造に対する等価剛性の相対比較は図 6.2 のような変速機のみをその基本形状にモデル化した FEM 計算から概略把握できることが確認された。

なお、ファイナルギヤケース部の上下曲げを伴うパワープラントのねじり共振の固有振動数の上昇率は約 5%と小さかった。これは、図 6.8 からエンジンを傾けたことによりクラッチハウジング側面の拘束自由な面が増えたためと考えられ、その改善にはこの部分の補強が必要となる。前章においてパワープラント No. 4 の上下曲げおよびねじり共振の固有振動数が他のパワープラントに比べて大幅に高いのは、全周結合によるファイナルギヤの軸心付近の拘束と共にこのハウジングのつぶれを抑制する効果も大きいものと思われる。

6.3.1.2 ハウジング側面のコーン形状化の効果 前章の図 5.3 に示したようにパワープラントの上下曲げ共振は、ハウジングの拘束自由な面のつぶれを伴いハウジングとギヤケースのつなぎ部で折れ曲がるモードであり、この折れ曲がりの抑制も振動特性改善に効果があると考えられる。この折れ曲がりの抑制とオーバーハングしたファイナルギヤケース部の補強に対して効果的と考えられるハウジング側面のコーン形状化の振動特性改善効果を図 6.10 に示す単純化したモデルを用いて FEM 計算により調べた。ハウジング径や軸長等の基本寸法およびシャフトや歯車類は図 6.2 のコンベンショナルなモデルと同一とし、ケースの側面形状のみコーン形状に変更した。図 6.11 は、ハウジングの下部も含めて全周を結合した条件で、ケース後端 (図中○印) およびファイナルギヤ直上 (△印) の上下振動の加振点応答を MSC/NASTRAN の周波周応答解析により求め、図 6.2 のコンベンショナルな形状の特性と比較したものである。ケース後端振動の周波数特性において 300Hz 付近のピーク (図中※印) がパワープラント上下曲げ共振であり、ハウジング側面をコーン形状化することにより共振周波数は上昇し振動レベルも低くなっている。またファイナルギヤ直上振動の周波数特性



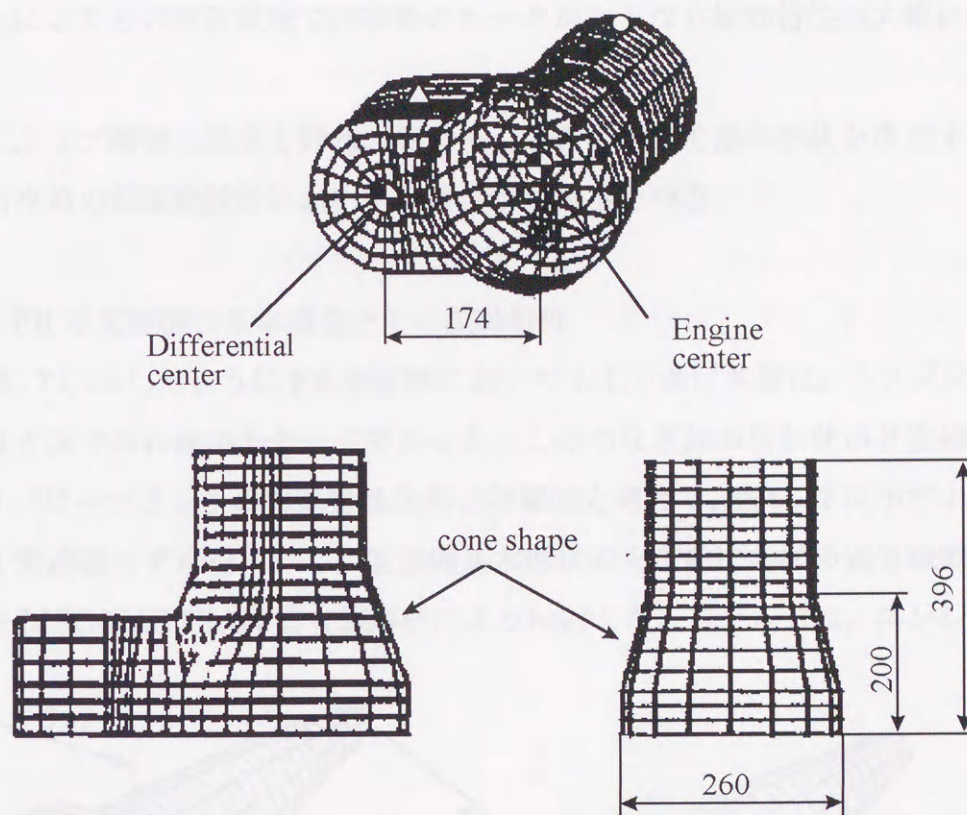


図 6.10 ハウジング側面コーン形状の簡略モデル

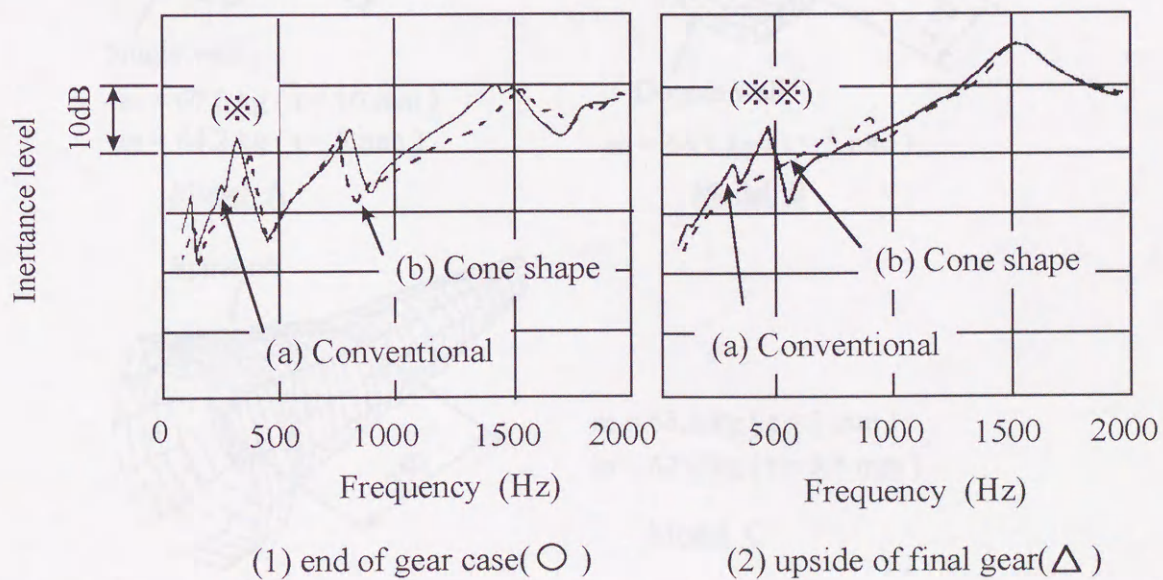


図 6.11 ハウジング側面コーン形状化のパワープラント  
振動改善効果



においては500Hz付近のピーク(図中※※印)がパワープラントのねじり共振であり、コーン形状化によりその周波数域では振動のピークがなくなり振動特性は大幅に改善される。

以上のように、リブ補強の場合と同様、振動モードとの関連で基本形状を決定することが変速機歯車箱の低振動設計において重要なポイントとなる。

### 6.3.2 FR系変速機の基本構造とその振動特性

前章の図5.7に示したようにFR変速機においても上下曲げ共振は、ハウジングとケースのつなぎ部で折れ曲がるモードであった。このつなぎ部の折れ曲がりを抑制する形状がFRパワープラントの振動特性改善に効果的と考えて、図6.12に示すような3種類のFR変速機モデルを用いて、変速機基本形状の上下曲げ共振の固有振動数に及ぼす影響をMSC/NASTRAN固有値解析により検討した。モデルBは、エンジンと

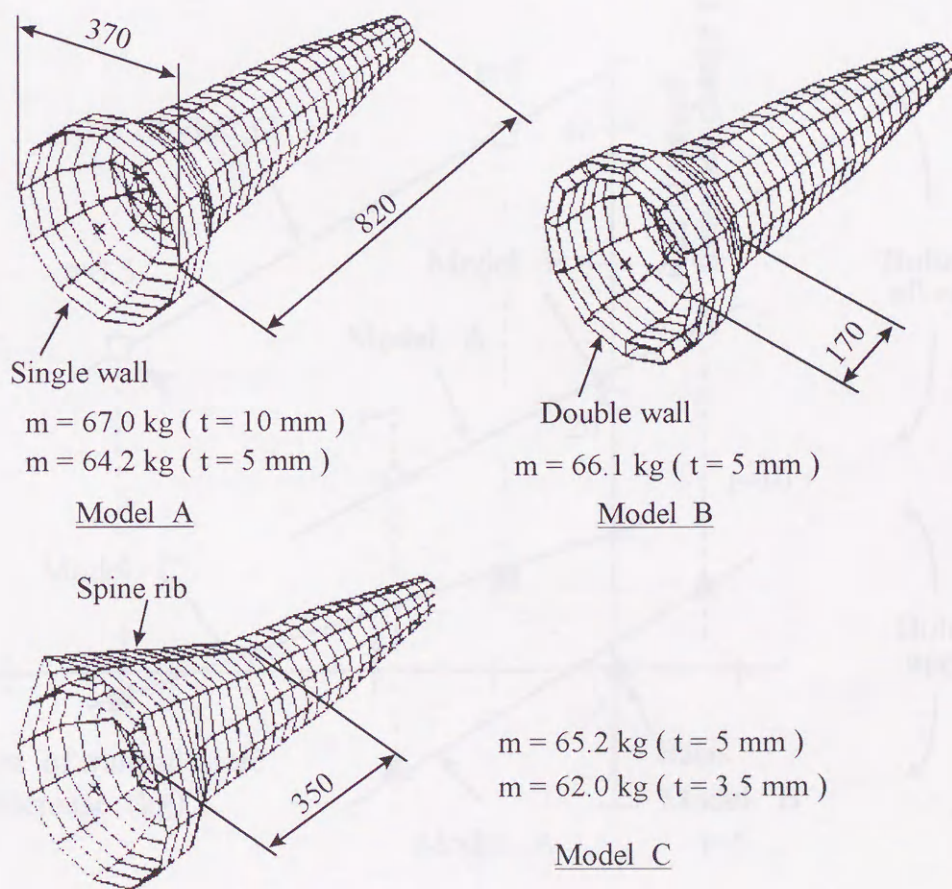


図6.12 FR系変速機の簡略FEMモデル



の結合面が2重壁の前章の表5.1のNo.5のトランスミッションをモデル化したもの、モデルAは、モデルBのハウジング側面を1重壁としたもの、モデルCは、上下曲げの変形抑制に効果的と考えられる背骨リブを配したものである。なお、これらのモデルは図6.2や図6.10のFF系変速機の簡略モデルと同様、ケースを約400のシェル要素で分割し、シャフトを30分割のビーム要素とし、歯車類を13個の集中マスとしてシャフト上に配置した概念的なモデルである。また、これら3つのモデルの基本寸法およびシャフト、歯車類は同一とした。ここにおいても前節と同様、変速機のみ各モデルに対してハウジングの上半分のみを拘束した半周結合の条件と下半分も含めて全体を拘束した全周結合の条件それぞれについて固有振動数解析を行い、基本形状の固有振動数に及ぼす影響を結合条件との関連で整理した。各モデルの上下曲げの固有振動数をモデルBの半周結合を基準にして、その重量差との関係で整理したのが

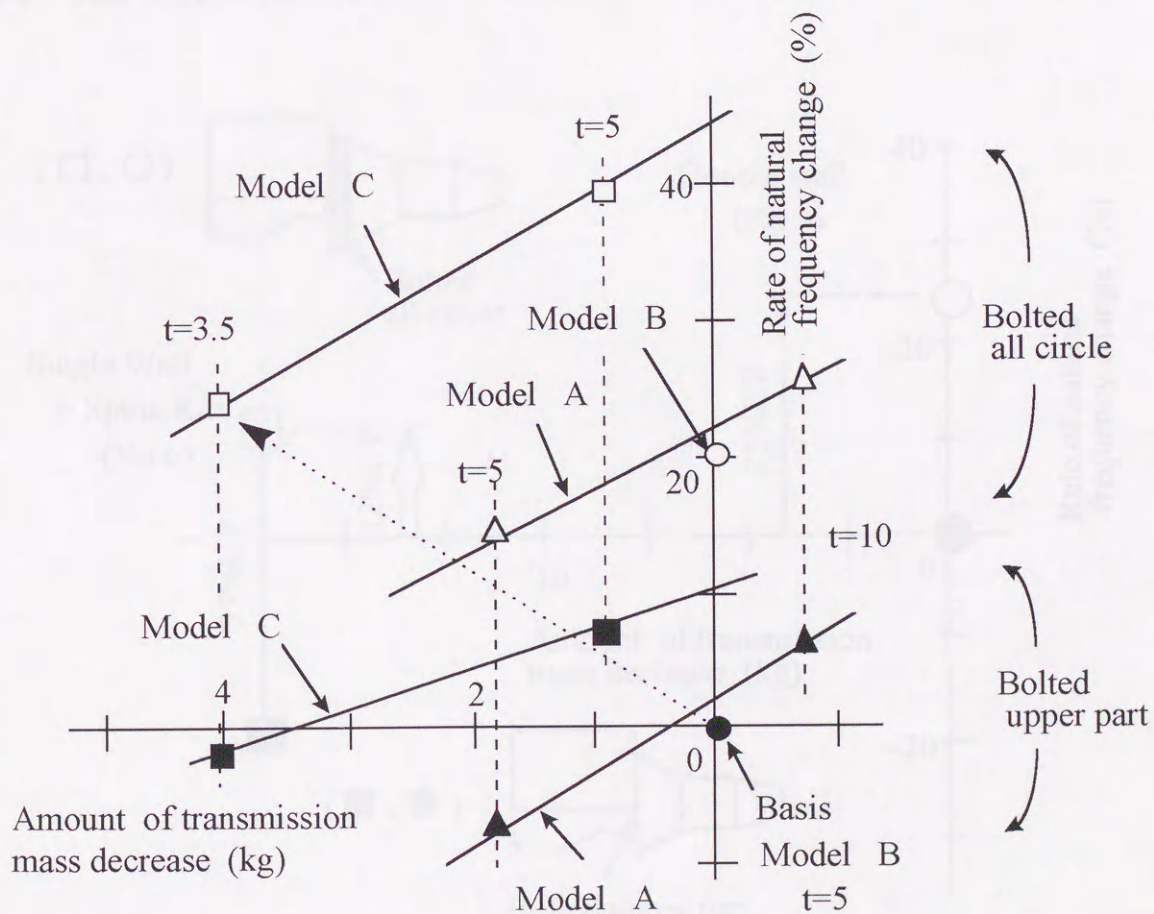


図6.13 FR トランスミッションの上下曲げ共振に及ぼす基本形状の影響 (FEM 計算)



図6.13である。図中黒塗りは半周結合，白抜きは全周結合に対する計算結果である。同一重量で考えた場合，ハウジング上半分を拘束した半周結合の状態では，モデルCが約10%固有振動数が高い。一方，ハウジングの下半分も含め全周を拘束した場合には，モデルA，Bでは20%，モデルCでは30%以上も固有振動数が上昇している。また，背骨リブ構造のモデルCでは板厚  $t=3.5\text{mm}$  の薄肉構造でも全周結合にすることにより，板厚  $t=5\text{mm}$  の2重壁構造で半周結合の基準モデルBに比べ，重量を約4kg軽くした上で20%以上の固有振動数の上昇を得ることができる。この計算結果を検証する目的で，モデルBおよびCに相当する実際のトランスミッション(表5.1のパワープラントNo.5およびNo.6)を同一エンジンに結合して，実験モード解析により上下曲げ共振の固有振動数を比較した。なお，半周結合ではエンジンとトランスミッションを直接結合し，全周結合の条件はエンジンとトランスミッションの間に剛性の高い鉄製の円板を挿入し，ハウジング全周をこの円板に固定することにより得た。

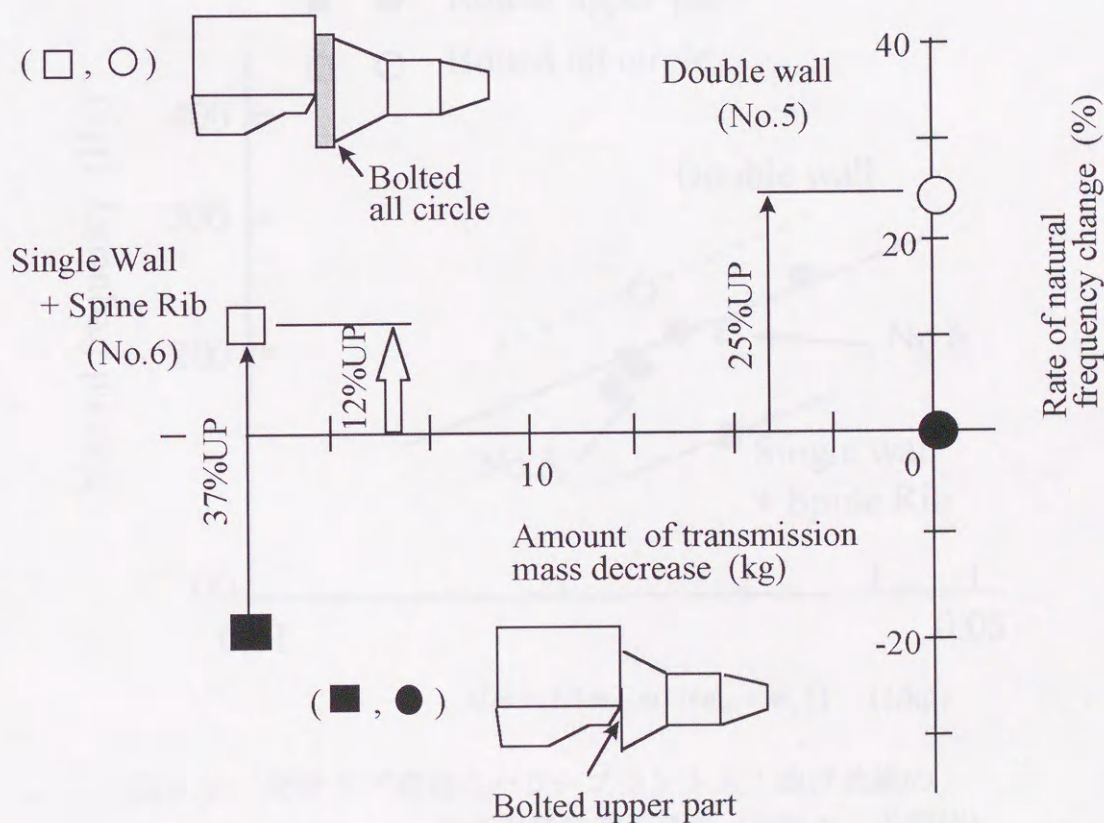


図6.14 FR トランスミッションの上下曲げ共振に及ぼす基本形状の影響の実験検証



全周結合の状態で作られる背骨リブ構造の No.6 トランスミッションは、図 6.14 に示すように半周結合でハウジング 2 重壁構造のトランスミッション No.5 に比べ重量は 17kg 軽い、上下曲げ振動の固有振動数は 12% 程度高い。また、結合状態の比較では全周結合にすることで 2 重壁構造のトランスミッションで 25%、背骨リブ構造のトランスミッションで 37% 固有振動数が上昇した。この結果は図 6.13 の変速機のための簡略モデルによる FEM 計算の結果と概ね対応している。図 6.15 は FR パワープラントの上下曲げ振動をエンジンとトランスミッションの 2 つのマスをつなぐばねでつないだ 1 自由度のモデルとしてその固有振動数を等価質量との関連で整理した前章の図 5.8 にパワープラント No.6 の半周結合の条件と No.5 の全周結合の条件での固有振動数の実測結果を併記したものである。本図より、背骨リブ構造かつ全周結合とすることで薄肉構造 (No.6) でも厚肉の 2 重壁構造で半周結合 (No.5) の場合と同等の曲げ剛性となることができ、軽量化の分、固有振動数が上昇することになる。また、それぞ

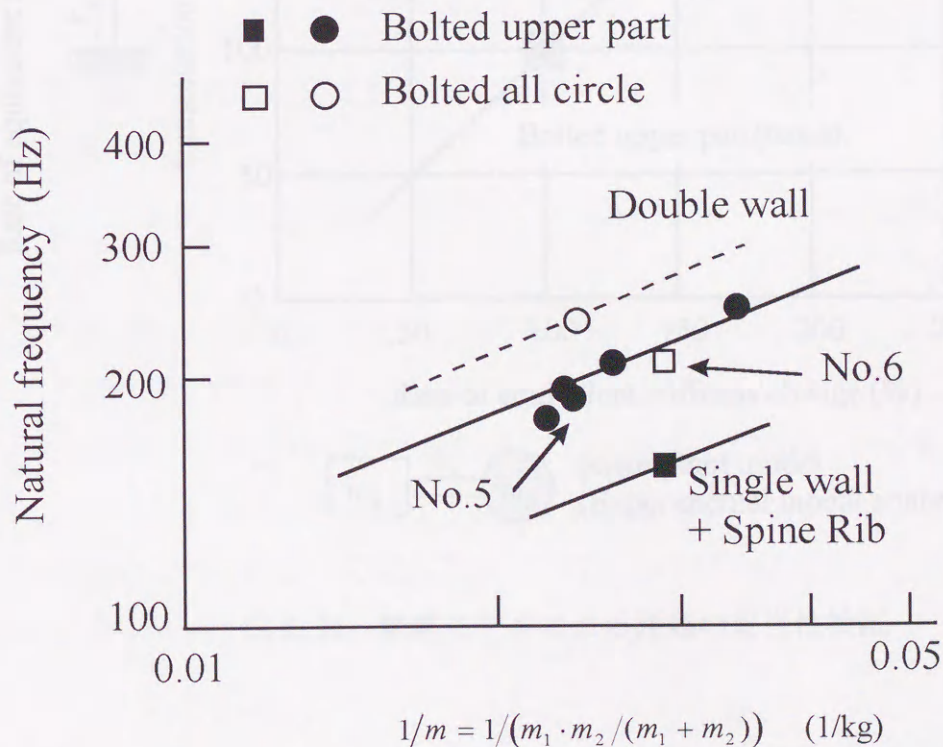


図 6.15 背骨リブ構造のパワープラント上下曲げ共振の固有振動数改善効果 (実験モード解析)

れのパワープラントに対して結合状態によっても直線すなわちパワープラントの曲げ剛性が異なっていることがわかる。この No.5 と No.6 のパワープラントおよびそれ



らに相当する前述のBモデルとCモデルについて固有振動数と等価質量から等価剛性を求め、それぞれの半周結合から全周結合にした場合の等価剛性の変化率を図6.16に比較した。パワープラントの実験モード解析から得られた等価剛性の変化率と図6.12の簡略モデルによるFEM計算から得られた等価剛性の変化率とはよく対応しており、この例からも固有振動数の相対評価を行うには、図6.12に示したような基本形状を単純化したモデルでも、その特徴を見出すには十分であるといえる。

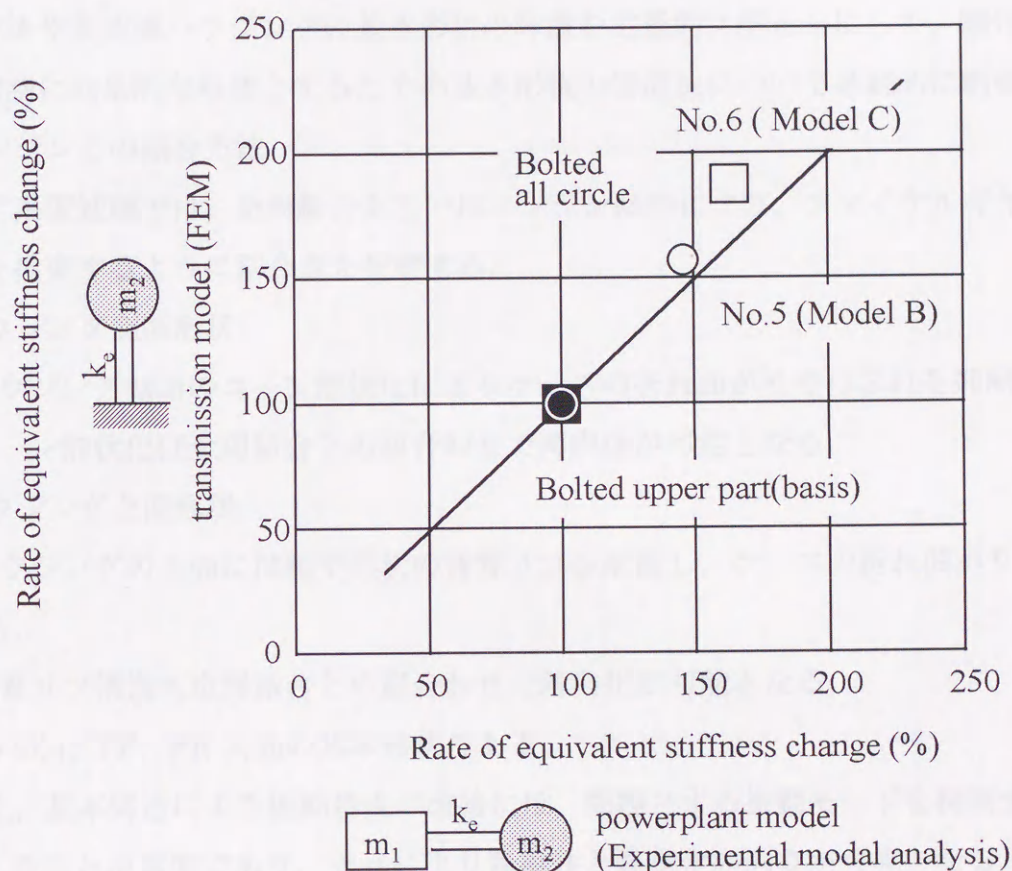


図6.16 簡略モデルによる評価の妥当性検証

以上、低振動化設計の指針としては、背骨リブのように問題とする振動モードを抑制する基本形状を与えることで静粛性と軽量化の両立が可能となる。



## 6.4 結 言

自動車用変速機の歯車箱の設計において、1 kHz 以下の比較的低周波のパワープラント共振の問題に対して設計初期段階で素性の良いものとするための設計指針を得ることを目的に、変速機をその基本形状を表す単純な形状にモデル化した概念モデルでもパワープラントの振動の特徴を評価するには十分であることを明らかにし、その方法からパワープラントの上下曲げやねじり共振に影響すると考えられるエンジンとの結合方法や変速機ハウジングの基本形状の特徴を定量的に明らかにして、剛性確保や振動抑制に効果的な形状とするための基本形状の構成法について系統的に明確にした。

## (1) エンジンとの結合方法

- ・FF系変速機では、全周結合あるいはエンジン傾斜により、ファイナルギヤ軸心近くを拘束するように結合点を配置する。

## (2) ハウジング側面形状

- ・ハウジング側面のコーン形状化によりケースの折れ曲がりやつぶれを抑制する。
- ・コーン形状化は全周結合との組合わせで薄肉化が可能となる。

## (3) ハウジング上面形状

- ・ハウジングの上面には箱型形状の背骨リブを配置し、ケースの折れ曲がりを抑制する。
- ・背骨リブ構造も全周結合との組合わせで薄肉化が可能となる。

※ (2) (3)はFF, FR共通の基本形状である。

以上、基本構造による振動特性の改善には、問題とする振動モードを抑制する形状を与えることが重要であり、それにより静粛性と軽量化の両立が可能となる。

なお、基本構造による振動特性の改善効果は、詳細なモデルに依らずとも基本構造を単純化したモデルでの相対評価から定量化できる。



表 6.1 エンジン30° 後傾によるパワープランと共振の改善効果

| No.3 powerplant     | Engine mass<br>(kg) | T/M mass<br>(kg) | Equivalent mass<br>(kg) | Natural frequency |           | Equivalent stiffness |           |
|---------------------|---------------------|------------------|-------------------------|-------------------|-----------|----------------------|-----------|
|                     |                     |                  |                         | bending           | torsional | bending              | torsional |
| (a) conventional    | 147                 | 38.8             | 30.69752                | 220               | 325       | 58.6555              | 128.0058  |
|                     | 59                  | 38.8             | 23.40695                | 277               | 395       | 70.9029              | 144.1779  |
| (b) 30° inclination | 59                  | 38.8             | 23.40695                | 353               | 416       | 115.1474             | 159.9158  |

表 6.2 FRトランスミッションの上下曲げ共振に及ぼす基本形状の影 (FEM計算)

| FEM analysis             | bolted part | Engine mass<br>(kg) | T/M mass<br>(kg) | Equivalent mass<br>(kg) | Natural frequency<br>(Hz) | Equivalent stiffness<br>(MN/mm) |
|--------------------------|-------------|---------------------|------------------|-------------------------|---------------------------|---------------------------------|
| Model A t=5mm<br>t=10mm  | upper part  | -                   | 64.2             | 64.2                    | 137                       | 47.57030                        |
| Model B t=5mm            |             | -                   | 66.8             | 66.8                    | 154                       | 62.54285                        |
| Model C t=3.5mm<br>t=5mm |             | -                   | 66.1             | 66.1                    | 148                       | 57.15900                        |
| Model A t=5mm<br>t=10mm  | all circle  | -                   | 62               | 62                      | 146                       | 52.17436                        |
| Model B t=5mm            |             | -                   | 65.2             | 65.2                    | 159                       | 65.07311                        |
| Model C t=3.5mm<br>t=5mm |             | -                   | 64.2             | 64.2                    | 170                       | 73.24747                        |
|                          |             | -                   | 66.8             | 66.8                    | 185                       | 90.25674                        |
|                          |             | -                   | 66.1             | 66.1                    | 179                       | 83.61174                        |
|                          |             | -                   | 62               | 62                      | 186                       | 84.67931                        |
|                          |             | -                   | 65.2             | 65.2                    | 206                       | 109.22996                       |

表 6.3 FRパワープランの上下曲げ共振に及ぼす基本形状の影 (実験モード解析)

| Experimental modal analysis | bolted part | Engine mass<br>(kg) | T/M mass<br>(kg) | Equivalent mass<br>(kg) | Natural frequency<br>(Hz) | Equivalent stiffness<br>(MN/mm) |
|-----------------------------|-------------|---------------------|------------------|-------------------------|---------------------------|---------------------------------|
| No.5 powerplant             | upper part  | 167.3               | 61.5             | 44.9692                 | 190                       | 87.64801                        |
| No.6 powerplant             |             | 167.3               | 44               | 34.8377                 | 155                       | 41.73264                        |
| No.5 powerplant             | all circle  | 167.3               | 61.5             | 44.9692                 | 237.5                     | 136.95001                       |
| No.6 powerplant             |             | 167.3               | 44               | 34.8377                 | 212.5                     | 78.43868                        |



## 第7章 結 論

本論文は、自動車用変速機の歯車箱を初期設計の段階において振動騒音性能に優れたいわゆる素性の良いものとするための設計指針を得ることを目的に行った研究であり、これを総括すると以下の通りである。

第2章では、FF車用変速機のギヤノイズについてその発生メカニズムの実験解明を行い、変速機歯車箱の表面から直接放射される空気伝播音に対してもまた、振動として車体パネルに伝達されそこから音として車室内に放射される固体伝播音に対しても歯車箱の寄与も大きく、その低減には歯車箱の振動抑制も重要であることを確認した。

第3章では、1 kHz以上の比較的高周波のギヤノイズの一因である歯車箱表面の面外曲げ振動の特性はその断面形状により基本的に特徴づけられることを明らかにし、その低減に対しては、面が曲面で構成されさらにリブに相当する効果のある凹部を有する Cocoon（繭型）形状とすることが有効であることを示した。

第4章では、第3章の断面形状による振動抑制効果をさらに促進するための効果的なリブの配置方法を検討し、不静定はりの問題へのモデル化からリブ補強による固有振動数改善効果を比較的に簡便に予測できることを見出した。

第5章では、1 kHz以下の低周波のギヤノイズやランブリングノイズあるいは高速こもり音の増幅系であるパワープラントの共振現象について、パワープラントのような複雑な構造体であってもその振動は、単純な1自由度のばね-マスモデルに置き換えられることを見出した。また、その振動の特性は主に変速機歯車箱の基本形状やエンジンとの結合状態で決まることを明らかにした。

第6章では、パワープラント基本構造の振動特性に及ぼす影響について、その形状をモデル化した簡略モデルによる FEM 計算から評価する方法を提案し、それを用いて基本形状からの振動特性改善のノウハウを定量的に明らかにした。

以上、数百 Hz～数千 Hz の幅広い周波数域に振動騒音現象の発生する自動車用変速機に対して、1kHz以下の比較的低周波の領域と1～4kHzの高周波域に分けて振動騒音発生の原因を分析し、それぞれの振動の特徴にあわせて、高周波領域に対しては形状変更による振動抑制を基本として細かいチューニングをリブ補強で行う設計指針



## 第7章 結 論

を示し，低周波領域に対してはエンジンとの結合および変速機歯車箱の基本形状から振動を抑制する設計指針を示した．これらはいずれも設計のノウハウに相当するものであるが，本研究によりそれらを定量化し，普遍性を高めることができた．

本研究で確立した歯車箱の設計指針により，初期設計の段階でいわゆる素性の良い歯車箱とすることが可能となった．



片側は水平面内ではあるが、はりの入力点部分に作用するモーメントは  $M_0$  で、一方、CB の歯面を伝達する歯面力に作用するモーメントは  $M_0 - P_0/2$  となる。このとき、はりの上中点のひずみエネルギーは、

$$U = \frac{M_0^2 h}{2EI} + \frac{1}{2} \int_0^L \left( M_0 - \frac{P_0 x}{2} \right)^2 dx \quad (a-1)$$

である。ここで最小二乗法の原理を適用すると

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{M_0 h}{EI} - \frac{P_0}{2EI} \int_0^L \left( M_0 - \frac{P_0 x}{2} \right) dx = 0 \quad (a-2)$$

が得られ、これより

$$M_0 = \frac{P_0 L}{4(h+L)} \quad (a-3)$$

が得られる。そこで質量平均によるはりの平均長さを

$$L = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{M_0^2 h}{2EI} + \frac{1}{2} \int_0^L \left( M_0 - \frac{P_0 x}{2} \right)^2 dx \right) \quad (a-4)$$

と置いて平均長さを計算できる。ここで、式(a-3)を

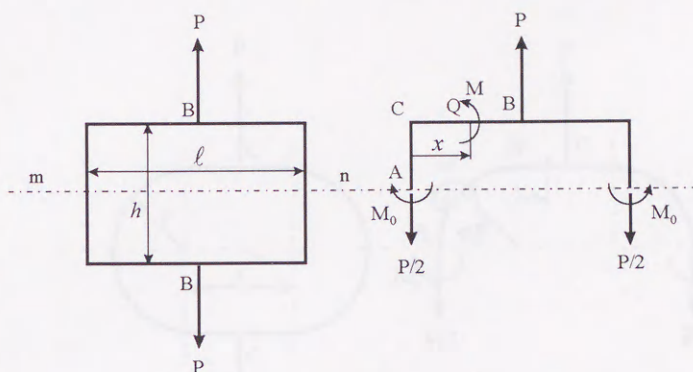
$$M_0 = \frac{P_0 L}{4(h+L)} = P_0 M_0 \quad \text{と式(a-4)に代入すると}$$



## 付録

第4章で用いた曲がりはりのたわみの計算式をここに整理しておく。

### a. Rectangular 形状



対象な水平面  $mn$  で切ると、はりの  $AC$  の部分に対する曲げモーメントは  $M_0$  で、一方、 $CB$  の部分の任意の点  $Q$  における曲げモーメントは  $M_0 - Px/2$  となる。このとき、はりの上半分のひずみエネルギー  $U$  は

$$U = \frac{M_0^2 h}{2EI} + \frac{1}{EI} \int_0^{\ell/2} \left( M_0 - \frac{Px}{2} \right)^2 dx \quad (\text{a-1})$$

である。ここで最小仕事の原理を適用すると

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{M_0 h}{EI} + \frac{2}{EI} \int_0^{\ell/2} \left( M_0 - \frac{Px}{2} \right) dx = 0 \quad (\text{a-2})$$

が得られ、これより

$$M_0 = \frac{P\ell^2}{8(h+\ell)} \quad (\text{a-3})$$

が得られる。そして荷重  $P$  による  $B$  点の増加量  $\delta$  は

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{M_0^2 h}{2EI} \right) + \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{1}{EI} \int_0^{\ell/2} \left( M_0 - \frac{Px}{2} \right)^2 dx \right) \quad (\text{a-4})$$

として求めることができる。ここで、式(a-3)を

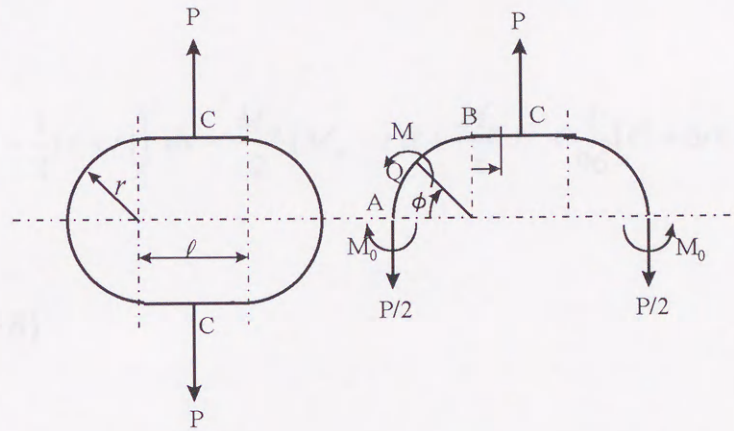
$$M_0 = \frac{P\ell^2}{8(h+\ell)} = PM_m \quad \text{として式(a-4)に代入すると}$$



$$\delta = \frac{P}{EI} \left( M_m^2 (h + \ell) - M_m \ell^2 + \frac{\ell^3}{48} \right) \quad (\text{a-5})$$

となる．なお，ここで  $E$  はヤング率， $I$  ははりの横断面慣性モーメントである．

### b. Oval 形状



AB 間の任意の点 Q における曲げモーメント；

$$M = M_0 - P \cdot r (1 - \cos \phi) / 2$$

B 点における曲げモーメント；

$$M = M_0 - P \cdot r / 2$$

BC 間の任意の点における曲げモーメント；

$$M = M_0 - P(x + r) / 2$$

したがって，はりの上半分のひずみエネルギー  $U$  は

$$U = \frac{r}{EI} \int_0^{\pi/2} \left( M_0 - \frac{P \cdot r}{2} (1 - \cos \phi) \right)^2 d\phi + \frac{1}{EI} \int_0^{\ell/2} \left( M_0 - \frac{P}{2} (x + r) \right)^2 dx \quad (\text{b-1})$$

となる．ここで最小仕事の原理を適用すると

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{2r}{EI} \int_0^{\pi/2} \left( M_0 - \frac{P \cdot r}{2} (1 - \cos \phi) \right) d\phi + \frac{2}{EI} \int_0^{\ell/2} \left( M_0 - \frac{P}{2} (x + r) \right) dx = 0 \quad (\text{b-2})$$

が得られ，これより

$$M_0 = P \left( \frac{\ell^2}{8} + \frac{\ell r}{2} + r^2 \left( \frac{\pi}{2} - 1 \right) \right) / (\pi r + \ell) \quad (\text{b-3})$$



を得る.  $M_0 = PM_m$  とおくと, 荷重  $P$  による  $B$  点の増加量  $\delta$  は

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{2rP}{EI} \int_0^{\pi/2} \left( M_m - \frac{r}{2}(1 - \cos \phi) \right)^2 d\phi + \frac{2P}{EI} \int_0^{\ell/2} \left( M_m - \frac{1}{2}(x+r) \right)^2 dx \quad (b-4)$$

右辺第 1 項において

$$A = \int_0^{\pi/2} \left( M_m - \frac{r}{2}(1 - \cos \phi) \right)^2 d\phi = \frac{\pi}{2} M_m (M_m - r) + \frac{r^2}{4} \left( \frac{3}{4} \pi - 2 \right) \quad (b-5)$$

第 2 項において

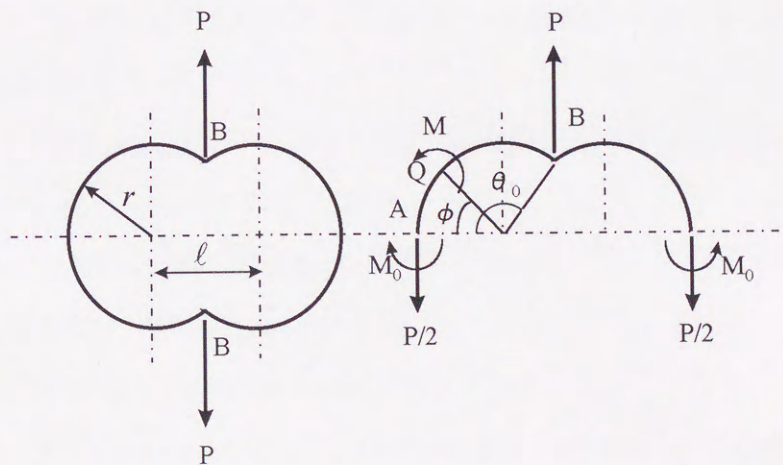
$$B = \int_0^{\ell/2} \left( M_m - \frac{1}{2}(x+r) \right)^2 dx = \frac{M_m}{2} (M_m - r) \ell + \frac{M_m}{8} \ell^2 + \frac{\ell}{96} (\ell^2 + 6r\ell + 12r^2) \quad (b-6)$$

よって,  $\delta$  は

$$\delta = \frac{2P}{EI} (rA + B) \quad (b-7)$$

となる.

### c. Cocoon 形状



AB 間の任意の点  $Q$  における曲げモーメント;

$$M = M_0 - P \cdot r(1 - \cos \phi) / 2$$

したがって, はりの上半分のひずみエネルギー  $U$  は



$$U = \frac{r}{EI} \int_0^{\theta_0} \left( M_0 - \frac{P \cdot r}{2} (1 - \cos \phi) \right)^2 d\phi \quad (c-1)$$

となる。ここで最小仕事の原理を適用すると

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = \frac{2r}{EI} \int_0^{\pi/2} \left( M_0 - \frac{P \cdot r}{2} (1 - \cos \phi) \right) d\phi = 0 \quad (c-2)$$

が得られ、これより

$$M_0 = \frac{P}{2} r \left( 1 - \frac{\sin \theta_0}{\theta_0} \right) \quad (c-3)$$

を得る。そして荷重 P による B 点の増加量  $\delta$  は

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{r}{EI} \frac{\partial}{\partial P} \int_0^{\theta_0} \left( M_0 - \frac{P \cdot r}{2} (1 - \cos \phi) \right)^2 d\phi \\ &= \frac{P \cdot r^3}{2EI} \int_0^{\theta_0} \left( \cos \phi - \frac{\sin \theta_0}{\theta_0} \right)^2 d\phi \\ &= \frac{P \cdot r^3}{2EI} \left( \frac{\theta_0}{2} + \frac{\sin 2\theta_0}{4} - \frac{\sin^2 \theta_0}{\theta_0} \right) \end{aligned} \quad (c-4)$$

となる。



## 参考文献

- (1) 歌川, 平歯車の動荷重, 日本機械学会誌, 61-470, (1958), 296
- (2) Harris, S. L., Dynamic Loads on the Teeth of Spur Gear, *Proc., I. Mech. E.*, (1957), 87
- (3) Niemann, G., Unterberger M., Gerauscminderung bei Zahnradern, *VDI-Z, Bd. 101*, (1959), 201
- (4) 清野・藤村・佐藤・会田, 歯車の振動・騒音の防止に関する研究(第3報, 歯形修整歯車の効果について), 日本機械学会論文集(第3部), 41-345, (1975), 1616
- (5) 佐藤・梅澤・石川, 歯形修整平歯車の回転方向振動挙動(特にかみあい率2近傍について), 日本機械学会論文集, 49-444, C(1983), 1416
- (6) 林, はすば歯車における歯の接触線上の荷重分布(第1報, 基礎的考察), 日本機械学会論文集, 28-193, (1962), 1093
- (7) 梅澤, はすば歯車の負荷かみあい試験(第1報, たわみの近似式), 日本機械学会論文集(第3部), 38-308, (1972), 896
- (8) 梅澤・石川, 歯車の歯面接触による近寄り, 日本機械学会論文集(第3部), 38-315, (1972), 2979
- (9) 梅澤, はすば歯車の負荷かみあい試験(第3報, 被動歯車の遅れ), 日本機械学会論文集(第3部), 40-330, (1974), 576
- (10) 久保・梅澤, 誤差を持つ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究(第1報, 基礎的考察), 日本機械学会論文集(第3部), 43-371, (1977), 2771
- (11) Tobe, T., Inoue, K., ASME No. 84-DET-68, (1984)
- (12) Maruyana, N., Inoue, K., et. al., Optimum Modification of Gear Tooth Surface to Achieve Silent, Tough Automobile Transmissions, International Power Transmission and Gearing Conference, Vol. 11, ASME, (1989), 899
- (13) 西野・北原, トランスミッション用歯車の騒音低減, マツダ技報, 6, (1988), 29
- (14) 牧, 広い負荷域でかみあい伝達誤差を最小化するはすば歯車の歯面修整形状の



# 参考文献

- 研究, 日本機械学会講演論文集, *IMPT-100*, (1997), 275
- (15) 森川・蔭山 他 3 名, かみあい伝達誤差のミスアライメントに鈍感な歯面修整形状について, 日本機械学会講演論文集, 98-1, (1998), 587
- (16) 梅澤・鈴木・北條, 振動性能曲線による動力伝達用はすば歯車の振動特性の把握, 日本機械学会論文集, 54-498, C(1988), 458
- (17) Glen C. Steyer, Influence of the Gear Train Dynamics on Gear Noise, *NOISE-CON 87*, (1987)
- (18) Ariga, Reduction of Transaxle Gear Noise by Gear Train Modification, *SAE*, 922108, (1992)
- (19) 王・梅澤・北條・松村, はすば歯車系の振動解析(第 1 報, 起振力を考慮した多自由度シミュレーションの開発), 日本機械学会論文集, 62-600, C(1996), 3275
- (20) 梅澤・王・北條・松村, はすば歯車系の振動解析(第 4 報, バイアス歯面修整歯車の振動特性), 日本機械学会論文集, 64-620, C(1998), 1414
- (21) 会田・佐藤・小山, 歯車騒音に及ぼす歯車箱の影響に関する研究(第 1 報), 日本機械学会講演論文集, 68-4, (1968)
- (22) 会田・佐藤・小山, 歯車騒音に及ぼす歯車箱の影響に関する研究(第 2 報), 日本機械学会講演論文集, 68-9, (1968)
- (23) 会田・佐藤・小山, 歯車騒音に及ぼす歯車箱の影響に関する研究(第 3 報, 歯車振動の箱側壁とふた振動への伝播過程), 日本機械学会講演論文集, 69-4, (1969), 169
- (24) 斉木・松永, 歯車箱における固体伝播音と空気伝播音について, 日本機械学会シンポジウム講演論文集, 780-2, (1978), 49
- (25) 石川, 自動車の歯車系の振動騒音(発生原因とその防止対策), 機械設計, 11-8, (1967), 59
- (26) 成田, 自動車用変速歯車装置の振動と騒音, 内燃機関, 10-4, (1971), 69
- (27) 柘植・金丸・木戸・増田, 加速時車内騒音の音色に関する一考察, 自動車技術, 39-12, (1985), 1356
- (28) 小林・梅澤・北條, 音源および機械的振動源を持つハウジングに関する基礎的研究(第 2 報), 日本機械学会講演論文集, 790-17, (1979), 204



## 参考文献

- (29) 梅澤, 歯車装置の発生音について, 自動車技術会シンポジウム, 動力伝達系の振動騒音問題, (1981), 1
- (30) 高津・加藤・岸田・戸部, 歯車箱の振動とその音場に関する基礎的検討, 日本機械学会第 22 回シンポジウム講演論文集, 850-3, (1985), 133
- (31) 堀内・榊原, ダブルパルスレーザーホログラフィによるマニュアルトランスミッションケース振動の解析, 自技会学術講演会前刷集, 832, (1983), 283
- (32) 大沼・稲川 他 3 名, 手動変速機のアイドル騒音の研究, 三菱重工技報, 21-1, (1984), 84
- (33) 岡村, 商用車用トランスミッションの低騒音構造について, 自技会学術講演会前刷集, 963, (1996), 169
- (34) 加藤・高津・早川, リブで補強された長方形板の振動と音放射, 豊田研究報告, 42, (1989), 17
- (35) J. Rautert, F. G. Kollmann, Computer Simulation of Dynamic Forces in Helical and Bevel Gears, *Proc. Int. Power Transmission and Gearing Conf., Chicago*, 1(1989), 435
- (36) 戸部・加藤 他 4 名, 歯車装置からの固体伝播騒音に関する基礎的研究(第 1 報, 軸・軸受計からの振動伝播), 日本機械学会講演論文集, 840-15, (1984), 70
- (37) 戸部・加藤 他 5 名, 歯車装置からの固体伝播騒音に関する基礎的研究(第 2 報, 単純化した歯車箱の振動), 日本機械学会第 22 回シンポジウム講演論文集, 850-3, (1985), 127
- (38) 高津・加藤・石川・井上, BBA による 1 段歯車装置の振動応答解析(歯車対のかみあいを考慮した伝達関数の評価, 日本機械学会論文集, 57-538, C(1991), 2126
- (39) Takatsu, N., Kato, M., Inoue, K., Ishikawa, M., Analysis and Experiment on the Vibration Transmission in a Single Stage Gear Box, *Proc. Int. Conf. Motion and Power Transmissions, Hiroshima*, (1991), 104
- (40) 伊藤・柴田・加藤, 振動面をもつ箱の周囲音場の境界要素解析(第 1 報, 歯車箱の振動とその放射音に関する研究), 日本機械学会論文集, 53-487, C(1987), 703
- (41) 周・加藤・井上・柴田, 歯車装置の騒音特性の音響パワーによる評価, 日本機



- 械学会論文集, 60-571, C(1994), 1064
- (42) Inoue, K., et. al, An application of genetic algorithms to design of stiffened plates, *Proc. ICED95*, 4(1995), 1369
- (43) 大町・井上・他3名, 日本機械学会論文集, 62-599, C(1996), 2913
- (44) 井上・他3名, 第15回設計シンポジウム講演論文集, (1997), 132
- (45) 山中・木原・井上, GAを用いた振動・騒音を低減するリブ配置設計, 第8回設計工学・システム部門講演会講演論文集, 98-32, (1998), 388
- (46) S. C. Jasuja, et. al., Computational Requirements for Powertrain Analytical Simulations, *SAE*, SP-624, (1985), 27
- (47) R. J. Tyrrell, D. M. Croker, Engine Noise: Practicalities and Prediction, Part 2 - Finite Element Analysis, *SAE*, 870978, (1987), 229
- (48) 銭場・高橋・佐藤, 有限要素法によるパワープラント共振の予測計算, *HONDA R&D Technical Review*, 1(1989), 30
- (49) 新畑・加賀谷・堀川, クランク軸-パワープラント連成振動の解析法について, 自技会講演会前刷集, 9539374, 954, (1995), 245
- (50) 松本・角・山本・大西, CAEによるシリンダブロック・オイルパン系の放射音解析, 自技会講演会前刷集, 9633487, 962, (1996), 229
- (51) 武井, パワープラント振動予測法の開発, 自技会講演会前刷集, 9633478, 962, (1996), 225
- (52) 鈴木・塚原・坂口・高橋, 伝達関数を用いたパワープラント振動予測, 自技会講演会前刷集, 9741090, 976, (1997), 315
- (53) 松平, 基礎振動学, 復刻版, (1973), 現代工学社, 268
- (54) 寺本・新谷・他3名, パワープラントの構造変更による高速こもり音の低減, 自技会講演会前刷集, 891078, 891, (1989), 321
- (55) 宇野・小西・福増, 直列4気筒エンジンの音質改善について, 自動車技術, 46-6, (1992), 18



## 関連する研究成果

- (1) 森川・丸山・人見, 自動車用歯車箱振動特性の基礎的検討(膜振動に対する箱顔面形状とリブ補強効果について), 日本機械学会講演論文集, 900-14, (1990), 305
- (2) Maruyama, N., Hitomi, N., Morikawa, K., Enomoto, Y., Gear Noise Analysis of Transaxle Using the Gear Meshing Point Excitation Method and Finite Element Analysis, *Proc. Int. Conf. on Auto Tech., Bangkok*, (1990), 167
- (3) Maruyama, N., Morikawa, K., Hitomi, N., Gear Case Shape and Rib Distribution for Reducing Automobile Transmission Gear Noise, *Proc. Advancing Power Transmission Into The 21st. Century*, 43-2, (1992), 583
- (4) 森川・丸山・高中, 自動車用歯車箱振動特性の基礎的検討(パワープラント共振に対する箱物基本形状の影響について), 日本機械学会講演論文集, 920-78, (1992), 384
- (5) Morikawa, K., Sugimoto, M., POWER PLANT FOR AUTOMOTIVE VEHICLE, U.S. Patent, 5195608, (1993)
- (6) 森川・蔭山 他 3 名, かみあい伝達誤差のミスアライメントに鈍感な歯面修整形状について, 日本機械学会講演論文集, 98-1, (1998), 587
- (7) 森川・丸山・人見・榎本, 自動車用歯車箱の低振動化のための初期設計(第 1 報, 高周波ギャノイズに対する箱断面形状の選定とリブ補強の効果), 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4361
- (8) 森川・丸山・高中, 自動車用歯車箱の低振動化のための初期設計(第 2 報, パワープラント低周波振動に対するトランスミッション基本形状の影響について), 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4367
- (9) 森川・加藤・井上, 歯車箱の低振動化を目的としたリブ構造物の固有振動数の簡易な評価法, 設計工学, 投稿中



## 公表目録

| 章 | 公表   |
|---|--|
| 1 |  |
| 2 | 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4361<br>日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4367 |
| 3 | 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4361                                     |
| 4 | 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4361<br>日本設計工学会誌, 投稿中                    |
| 5 | 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4367                                     |
| 6 | 日本機械学会論文集, 64-672, C(1998), 4367                                     |
| 7 |  |

森田 邦彦



## 謝 辞

本研究に対し長期間にわたりご懇切なるご指導とご教示を賜った東北大学 教授 加藤 正名博士，東北大学 教授 井上 克己博士に衷心より感謝し，お礼申し上げます。

また本論文を作成するにあたり，詳細にわたるご校閲とご指導，ご助言をいただいた東北大学 教授 長南 征二博士，東北大学 教授 清野 慧博士に厚く感謝の意を表します。

本研究をまとめることを日産自動車(株)在職中から強く勧めて下さり，多くの励ましを下された文部省高エネルギー加速器研究機構工作センター長 人見 宣輝 博士にも深く感謝の意を表します。

本学位論文は日産自動車(株)総合研究所 所長 阿部 栄一 常務取締役，同動力環境研究所 所長 有田 正司 氏のご支援とご厚意により完成することができたものと深く感謝の意を表します。

本研究を進めるにあたっては社内関係部署や職場の多くの先輩同僚諸氏の支援をいただいたのでここに厚くお礼申し上げます。特に，日産自動車(株)在職中からご懇切なるご指導と絶えざる温かい励ましをいただいたジャトコトランステクノロジー(株)上席 丸山 昇 博士には深甚なる感謝の意を表し，お礼申し上げます。また，日産自動車(株)パワートレイン技術開発試作部シニアリサーチャー 鈴木 義友 博士からは幾度となく激励の言葉を頂き，ここに深く感謝いたします。また，本研究の遂行において度重なる無理な要求にも係わらず終始変わらぬご協力いただいた日産自動車(株)総合研究所研究実験試作部 主任 窪田 和夫 氏をはじめ歯車グループの各位に厚くお礼申し上げます。

最後に，常に勉学の機会を持てるように育ててくれた両親，兄，また，本研究の遂行に没頭させてくれた妻直子，息子雄介にも感謝の言葉をささげます。

森川 邦彦



